



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## VÝTAH PRO PŘEPRAVU OSOB 675 KG

PASSENGER LIFT 675 KG

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MARTIN ŠPUNAR

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PŘEMYSL POKORNÝ, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Martin Špunar

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Výtah pro přepravu osob 675 kg**

v anglickém jazyce:

### **Passenger lift 675 kg**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte návrh klece výtahu včetně rámu a protizávaží.

Základní technické parametry:

nosnost ..... 675 kg

zdvih ..... 15 m

rychlost ..... 1 m/s

Cíle diplomové práce:

- konstrukční návrh dle výrobních postupů fy LIFTMONT s.r.o.
- pevnostní výpočet hlavních nosných prvků rámu a podlahy dle ČSN 81-1
- MKP analýza rámu klece výtahu
- návrh vodítek dle ČSN 81-1
- vytvořte technickou zprávu a výkresovou dokumentaci dle pokynů vedoucího DP

Seznam odborné literatury:

1. EN ČSN 81-1
2. Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I., 1. vyd., Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001, 99 s., ISBN: 80-248-0043-8
3. Polák, J.: Dopravní a manipulační zařízení II., 1. vyd., Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2003, 104 s., ISBN: 80-248-0493-X
4. Pavliska, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení IV, 1. vyd., Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2004, 128 s., ISBN: 80-248-0537-5

Vedoucí diplomové práce: Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 8.11.2010

L.S.

---

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan fakulty

## **Abstrakt**

Tato diplomová práce se zabývá návrhem nosného rámu klece výtahu pro přepravu osob s nosností 675 kg. Její hlavní náplní je následná pevnostní analýza pomocí Metody konečných prvků (MKP). Práce rovněž obsahuje výpočet hmotnosti protizávaží. Dále byl proveden výpočet ukotvení vodítek, která jsou určena pro tuto konstrukci a jejich pevnostní kontrola dle normy ČSN EN 81-1. Součástí práce je i výkres sestavy nosného rámu klece výtahu. Diplomová práce probíhala ve spolupráci s firmou LIFTMONT CZ s.r.o.

## **Klíčová slova**

Výtah, klec výtahu, rám, vodítko, statický výpočet, Metoda konečných prvků (MKP)

## **Abstract**

This master's thesis deals with the design of the carrying frame of a lift cage with lift capacity of 675 kg. It's main content is follow up strength analysis by Finite elements method (FEM). Thesis also contains the calculation of counterweight mass. Further is performed the calculation of the guide anchoring instituted for this steel structure and the strength analysis of the used guides according to norm ČSN EN 81-1. The thesis also includes the drawing of the carrying frame of the lift cage. Master's thesis was carried out in co-operation with the LIFTMONT CZ company, Ltd.

## **Keywords**

Lift, lift cage, frame, guide, design calculation, Finite elements method (FEM)

## **Bibliografická citace VŠKP dle ČSN ISO 690**

ŠPUNAR, M. *Výtah pro přepravu osob 675 kg*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 106 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D..

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením pana Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D.. Dále prohlašuji, že veškeré podklady, ze kterých jsem čerpal, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

V Brně dne 27. května 2011

.....  
Martin Špunar

## **Poděkování**

Na tomto místě bych rád poděkoval svému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za cenné připomínky, rady, ochotu a přátelský přístup, který projevoval po celou dobu vzniku této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat odbornému konzultantovi panu Ing. Petru Jedelskému za cenné rady a připomínky.

Děkuji svým rodičům za poskytnutí zázemí při studiu na Fakultě strojního inženýrství.

# Obsah

<b>1 Úvod .....</b>	<b>8</b>
1.1 Charakteristika výtahů .....	8
1.2 Historie.....	8
1.3 Výtahy v současné době.....	9
1.4 Rozdělení výtahů .....	10
1.5 Parametry výtahů .....	11
1.5.1 Základní parametry .....	11
1.5.2 Doplnující parametry .....	11
1.6 Základní části výtahu a jejich příslušenství .....	12
1.6.1 Výtahový stroj.....	12
1.6.2 Šachta.....	13
1.6.3 Klec výtahu .....	13
1.6.4 Rám klece.....	13
1.6.5 Vedení klece.....	13
1.6.6 Nosné prostředky .....	13
1.6.7 Protizávaží.....	14
1.6.8 Bezpečnostní prvky.....	14
<b>2 Shrnutí zadání .....</b>	<b>15</b>
<b>3 Cíle práce .....</b>	<b>16</b>
<b>4 Vlastní koncepce rámu klece výtahu.....</b>	<b>17</b>
4.1 Požadavky na rám kladené firmou LIFTMONT CZ s.r.o. ....	17
4.2 Použité příslušenství a jejich základní výpočty .....	18
4.2.1 Vodicí čelisti .....	18
4.2.2 Vodicí kladky.....	18
4.2.3 Protizávaží.....	19
4.2.4 Bezpečnostní prvky.....	19
4.3 Konstrukce a popis rámu .....	21
4.3.1 Bočnice .....	22
4.3.2 Výztuha pro uložení vodicích kladek .....	24
4.3.3 Nosník podlahy .....	25
4.3.4 Podlaha kabiny.....	26
<b>5 Výpočet vodiček.....</b>	<b>27</b>
5.1 Tvar, rozměry a průřezové charakteristiky vodiček .....	27
5.2 Maximální dovolené hodnoty .....	28
5.3 Volba koeficientů.....	29
5.4 Výpočet vodiček.....	29
5.4.1 Působení zachycovačů .....	29
5.4.2 Normální provoz - jízda.....	40



5.4.3	Normální provoz - nakládání .....	47
5.5	Zhodnocení výsledků výpočtu vodiček .....	51
<b>6</b>	<b>Pevnostní výpočet.....</b>	<b>52</b>
6.1	Popis MKP modelu .....	52
6.1.1	Náhrada šroubových a svarových spojů .....	53
6.1.2	Náhrada vedení klece výtahu .....	53
6.1.3	Náhrada zachycovačů .....	54
6.1.4	Náhrada silentbloků .....	55
6.1.5	Náhrada čepů a vodících kladek .....	56
6.2	Okrajové podmínky pro zatěžovací stavy .....	56
6.2.1	„Restraint sety“ .....	56
6.2.2	„Constraint sety“ .....	57
6.2.3	„Load sety“ .....	58
6.2.4	Zatěžovací stavy.....	58
6.3	Rozložení zatížení .....	59
6.3.1	Zatížení klece výtahu od hmotnosti osob dle normy ČSN EN 81-1 .....	59
6.3.2	Zatížení klece výtahu určené pro MKP analýzu .....	60
6.4	Výpočet mezních stavů únosnosti.....	62
	Ocel 11 373 (S 235) .....	62
6.5	Výsledky MKP analýzy .....	62
6.5.1	Rozjezd výtahu.....	63
6.5.2	Normální provoz - jízda .....	67
6.5.3	Normální provoz - nakládání .....	72
6.5.4	Působení zachycovačů .....	77
6.6	Shrnutí a zhodnocení výsledků MKP analýzy .....	82
6.7	Kontrolní výpočet uložení vodící kladky .....	84
6.7.1	Kontrola roztečného průměru vodící kladky .....	84
6.7.2	Kontrola průměru čepu vodící kladky .....	85
6.8	Kontrolní výpočet šroubových spojů .....	88
<b>Závěr .....</b>		<b>95</b>
<b>Seznam použitých zdrojů .....</b>		<b>96</b>
<b>Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>		<b>97</b>
<b>Seznam příloh.....</b>		<b>104</b>
<b>Seznam výkresové dokumentace .....</b>		<b>106</b>

# 1 Úvod

## 1.1 Charakteristika výtahů

Výtah je strojní zařízení, které slouží k vertikální dopravě osob a břemen mezi dvěma nebo více místy. Dopravované osoby nebo náklad jsou umístěny při dopravě na plošině, která tvoří nosnou část kabiny nebo klece. Klec je vedena pevnými vodítky, která jsou ukotvena na stěnách šachty výtahu. Vodítka umožňují jediný možný pohyb klece, a to přímočarý pohyb nahoru a dolů. Klec je zavěšena na jednom nebo více nosných prostředcích, které ji spojují s motorickým zdvihacím ústrojím (výtahovým strojem). [1]

Práce výtahu je většinou přerušovaná, tzn., že nastupování (vystupování) osob nebo nakládání (vykládání) břemen probíhá při stojící kabině. Existují také výtahy s nepřetržitým pracovním cyklem, např. osobní oběžné výtahy, tzv. paternostery, u nichž nastupování (vystupování) osob probíhá za provozu.

Mezi výtahy řadíme i pohyblivé schody, nebo-li eskalátory. Z ekonomického řešení dopravních problémů v budovách se často využívá kombinace výtahů a eskalátorů. [1]

## 1.2 Historie

Nejstarší výtah v dějinách lidstva byl zkonstruován v roce 236 př. n. l. známým řeckým fyzikem a matematikem Archimédem. Tato klec výtahu byla zavěšena na konopném laně a vrátek byl ovládán ručním pohonem. Podobný výtah se nacházel ve starověkém Římě v paláci císaře Nera. Ve středověku se výtahy využívaly na královských dvorech a ve Vatikánu. Tato zařízení zde neplnila účel pracovního nebo veřejného dopravního prostředku, ale byla symbolem výjimečného postavení svého majitele. [1, 9]

Rozvoj stavby výtahů byl bržděn nejen společensko-hospodářskými poměry, ale i technickými poznatky. V první polovině 19. století dochází k rozvoji výtahů, které byly poháněny parním strojem.

Výtah v moderním pojetí, tzn. klec (plošina) vedená pomocí vodítek a zavěšena na lanech, co by nosných prostředcích, se objevil až v roce 1853. Převratnou novinku zde tvořil bezpečnostní západkový systém, který měl zabránit pádu klece v případě přetržení lana. Jednalo se o nákladní výtah vybavený primitivním zachycovacím ústrojím dle vynálezu Elishy Gravesa Otise a určený pro dopravu břemen a obsluhy (viz obr. 1.1). [1, 9]

První osobní výtah, vybavený zachycovacím ústrojím, byl instalován v obchodním domě E. V. Haughwout Co. v New Yorku v roce 1857. Obsluhoval pět podlaží a pohyboval se na tehdejší poměry neuvěřitelnou rychlostí  $0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . K dalšímu rozšíření výtahů došlo díky pokroku ve vývoji parního stroje, použití ocelových lan a hlavně požadavku na řešení vertikální dopravy v budovách s větším počtem podlaží. [9]

Pohon výtahů v tomto období byl hlavně bubnový a hydraulický (zde bylo pracovní médium voda). Hydraulické výtahy tohoto období mohly být konstruovány pro vyšší zdvih i rychlost než výtahy s bubnovým pohonem. Na pařížské světové výstavě v roce 1867 vystavoval vynálezce Léon Edoux hydraulický výtah s přímým pohonem s možností regulace rychlosti a zastavení v kterémkoliv místě mezi krajními polohami klece s kabinou. O rok

později ve Vídni si Anton Freissler nechal patentovat hydraulický výtah s nepřímým pohonem. V tomto případě píst hydraulického válce, uložený ve vodorovné nebo svislé poloze, působil na kabinu pomocí lanového převodu. [1, 9]

Zásadní změnu ve vývoji výtahů přinesl vynález elektrického pohonu. První výtah s elektrickým pohonem, který navrhl německý elektrotechnik a podnikatel Werner von Siemens, byl představen na průmyslové výstavě v Mannheimu. [1, 9]

Další významným datem je rok 1890, kdy Anton Freissler představil první výtahové zařízení s trakčním (třecím) pohonem v Evropě. Tento pohon byl v USA poprvé použit v roce 1900. Od tohoto roku zaznamenávají výtahy největší vývojový rozmach (především v USA), kde je zapotřebí řešit vertikální dopravu ve výškových budovách. Následující období znamená částečný ústup hydraulických výtahů a úplný ústup od výtahů s bubnovým pohonem. [8]

Období po 2. světové válce je charakterizováno třemi typy výtahů: [9]

1. trakční s elektrickým pohonem (s asynchronním motorem) - nejrozšířenější typ
2. trakční s elektrickým pohonem (s bezpřevodovým pomaloběžným jednosměrným motorem)
3. hydraulický výtah s pohonem přímým nebo nepřímým (vyskytuje se zřídka)



Obr. 1.1 E. G. Otis předvádějící funkci zachycovačů, zdroj [9]

### 1.3 Výtahy v současné době

V současném období je výtahová technika poznamenána neustálým zlepšováním dosavadních konstrukcí, aplikací nových netradičních návrhů a způsobů jejich využití.

Bylo zjištěno, že v oblasti běžných výtahů nebude zapotřebí zvyšovat jejich nominální rychlost vzhledem ke krátkým dráhám mezi stanicemi. Bylo by totiž nutné zvýšit hodnotu zrychlení (zpomalení), což by se u cestujících projevovalo negativními přechodovými stavy.

Rychlost otevírání a zavírání dveří odpovídá v současnosti optimální úrovni bezpečnosti provozu. [9]

Taktéž mikroelektronika prochází velkým pokrokem v oblasti řízení, ovládání a signalizace. Všechny moderní výtahy jsou dnes řízeny pomocí mikroprocesorů, díky kterým umožňuje výtahový řídicí systém (viz obr. 1.2) změnu uživatelských parametrů výtahu v reálném čase. To vede ke zvýšení plynulosti a efektivnosti vertikální dopravy. [9]

V poslední době je kladen legislativní důraz na přizpůsobení výtahů (nejen svým vybavením) potřebám osob s omezenou schopností pohybu a orientace. [9]



Obr. 1.2 Řídicí systém výtahu, zdroj [9]

## 1.4 Rozdělení výtahů

Podle druhu použitého pohonu rozdělujeme výtahy do tří základních skupin: [1]

1. výtahy s elektrickým pohonem
2. výtahy s hydraulickým pohonem
3. výtahy s pneumatickým pohonem (velmi zřídka)

Třídy elektrických výtahů dle normy ČSN ISO 4190-1: [2]

- třída I - výtahy určené pro přepravu osob
- třída II - výtahy určené převážně pro přepravu osob (možná přeprava nákladů)
- třída III - výtahy určené pro přepravu lůžek
- třída IV - výtahy určené především pro dopravu nákladů, které jsou obvykle doprovázeny osobami
- třída V - malé nákladní výtahy - musí být splněna podmínka nepřístupnosti osob, rozměry klece nesmí být větší než:
  - plocha podlahy 1 m<sup>2</sup>
  - hloubka 1 m
  - výška 1,2 m

V této diplomové práci je uvažován výtah třídy I. Jedná se o elektrický osobní lanový výtah.

## **1.5 Parametry výtahů**

### **1.5.1 Základní parametry**

Mezi základní parametry výtahu patří nosnost a jmenovitá dopravní rychlost. Nosnost výtahu je nejvyšší dovolená hmotnost břemene, kterou se smí klec za provozu zatížit. Jmenovitá dopravní rychlost je teoretická rychlost klece, pro kterou je výtah konstruován. Provozní dopravní rychlost výtahu se smí lišit od jmenovité hodnoty o  $\pm 15 \%$ . [1]

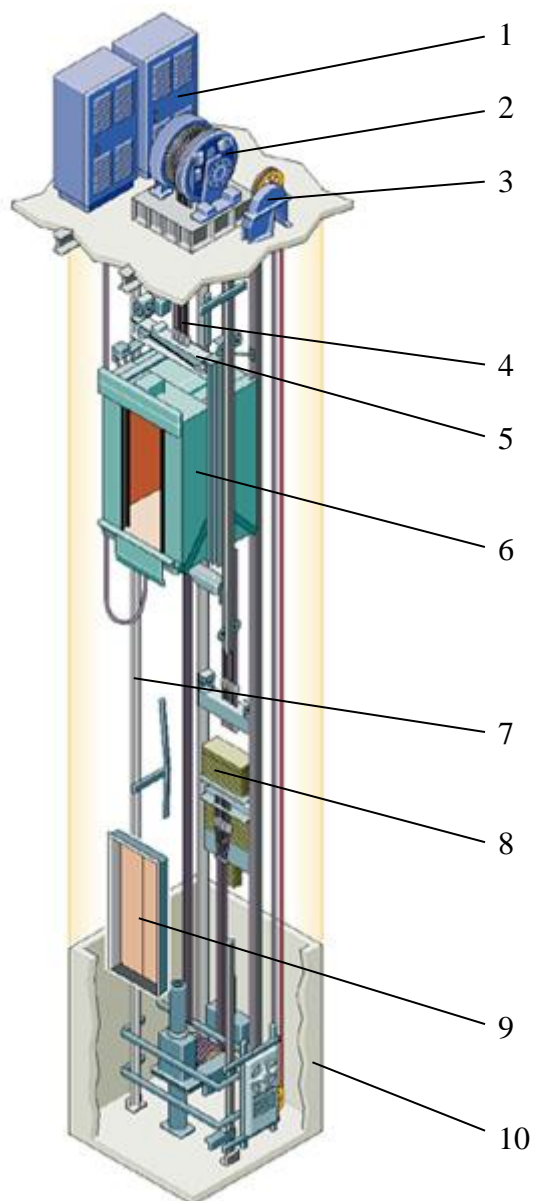
### **1.5.2 Doplnující parametry**

Doplnující parametry a údaje, které blíže specifikují typ výtahu, jsou hlavně: [2]

- zdvih, počet a poloha stanic
- rozměry klece, šachty a strojovny
- napětí elektrické sítě, hustota spínání a zatěžovatel
- druh řízení výtahu
- provedení a ovládání šachetních a kabinových dveří
- počet výtahů a jejich umístění v budově
- prostředí

## 1.6 Základní části výtahu a jejich příslušenství

Základní části výtahu včetně legendy jsou patrné z obr. 1.3.



Obr. 1.3 Lanový trakční výtah, zdroj [11]

1 - elektroinstalace, 2 - výtahový stroj, 3 - omezovač rychlosti, 4 - nosné prostředky, 5 - rám klece výtahu, 6 - kabina, 7 - vodítko, 8 - protizávaží, 9 - šachetní dveře, 10 - šachta

### 1.6.1 Výtahový stroj

Výtahový stroj je motorické zdvihací ústrojí výtahu. Skládá se z rámu, hnacího elektromotoru, převodového mechanismu, hnacího lanového kotouče, mechanické brzdy, spojky, ložiska a hřídele. Pro vyšší jmenovité rychlosti bývá výtahový stroj konstruován jako bezpřevodový. [1]

### **1.6.2 Šachta**

Šachta je prostor, který vymezuje provoz výtahu. Šachty bývají ocelové, zděné nebo betonové. V dnešní době jsou provedeny také jako prosklené, tj. ocelový rám vyplněný skleněnými tabulemi. K bokům šachty jsou upevněna vodítka, buď pevně (u ocelových konstrukcí šachet) nebo je s nimi možno posouvat ve vertikálním směru (u varianty zděných a betonových šachet). [1]

### **1.6.3 Klec výtahu**

Klec výtahu se skládá ze čtyř základních částí, kterými jsou: rám, kabina, podlaha a kabinové dveře. Spojení jednotlivých částí klece je buď rozebíratelné (pomocí šroubových spojů) nebo nerozebíratelné (svařované). [1]

### **1.6.4 Rám klece**

K ocelovému rámu klece jsou upevněny základní nosné a bezpečnostní prvky výtahu. Podrobný popis rámu klece výtahu, kterým se zabývá tato diplomová práce, je uveden v kapitole 4.3.

### **1.6.5 Vedení klece**

Klec výtahu je vedena nejméně ve dvou ocelových vodítkách, která jsou ukotvena v šachtě. Vodítka musí zabránit kývání klece a musí mít dostatečnou délku, aby je klec výtahu nemohla opustit. [1] Jednotlivá vodítka jsou spojena šrouby na konzolách, které jsou umístěny v šachtě.

Vedení může být kluzné nebo valivé. Kluzné vedení se používá pro nižší hodnoty nominální (jmenovité) rychlosti, protože odpor vznikající při kluzném tření je značný. Ke snížení tření se používá mazání. Vodící čelisti jsou ocelové, litinové nebo plastové se silonovou či nylonovou vložkou. Materiály silon (nylon) jsou použity díky svým velmi dobrým kluzným vlastnostem a nízkému součiniteli smykového tření. [1]

Valivé vedení se skládá ze tří vodících kladek, které jsou uloženy na valivých ložiskách. Jedna kladka dosedá na vodící kolejnici čelně a zbylé dvě bočně. Vodící kladky jsou téměř vždy odpruženy, což znamená, že jsou v trvalém styku s vodítkem. Tento způsob vedení se vyznačuje menším odporem proti pohybu vlivem tření na vodítkách. Z toho důvodu se používá při vyšších rychlostech, protože se jimi dosáhne dokonalého vedení klece při tichém chodu. [1]

### **1.6.6 Nosné prostředky**

Nosné prostředky zajišťují spojení mezi rámem klece výtahu a výtahovým strojem. Patří mezi ně např. vícepramenná ocelová lana, nosné pásy atd.

### 1.6.7 Protizávaží

Protizávaží vyvažuje celkovou hmotnost klece s kabinou a příslušenstvím a část hmotnosti břemene ( $40 \div 50$  %). Stejně jako v případě klece, je protizávaží vedeno vodítky buď v téže výtahové šachtě jako klec nebo výjimečně v samostatné šachtě. [8]

### 1.6.8 Bezpečnostní prvky

#### Zachycovače

Zachycovače jsou mechanická zařízení, která mají za úkol v případě překročení povolené rychlosti výtah úplně zastavit nebo jej zpomalit. Jsou předepsány dva zachycovače na jednu klec, ale pouze jeden je spojen lankem s omezovačem rychlosti. Druhý zachycovač je řízen přes první tak, aby došlo k současnému spuštění obou zachycovačů. K úplnému zastavení klece dojde tehdy, pokud nastane nekontrolovatelný pád klece směrem dolů (např. při přetržení nosných prostředků výtahu). Ke zpomalení pohybu výtahu dochází při pohybu klece směrem nahoru, což je v případě poruchy vyvoláno protizávažím. [1, 2]

Podle provozních charakteristik rozdělujeme zachycovače do následujících tří skupin: [2]

#### 1. Samosvorné zachycovače

Zastaví klec nebo protizávaží na velmi krátké dráze zablokováním klínů, výstředníků nebo válečků na vodítkách.

#### 2. Samosvorné zachycovače s tlumením

U těchto zachycovačů je mezi samosvornou část vložena mechanismus, který umožní relativní pohyb klece proti již stojící samosvorné části. Tento mechanismus je většinou tvořen hydraulickým válcem. Dráha relativního pohybu je ( $100 \div 200$ ) mm.

#### 3. Klouzavé zachycovače

Zastaví klec na delší dráze vlivem tření o vodítka. Brzdná dráha a čas jsou závislé především na hmotnosti klece a na rychlosti, při které dojde k vybavení zachycovačů (vybavovací rychlost).

#### Omezovač rychlosti

Jedná se opět o mechanické zařízení, které při překročení jmenovité rychlosti ovládá zachycovače. Dle normy ČSN EN 81-1 : Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahů musí dojít k funkci (vybavení) zachycovačů nejpozději při překročení jmenovité rychlosti o 15 %.

Podle konstrukce rozdělujeme omezovače rychlosti na kyvadlové a odstředivé. [2]

#### Nárazníky

Nárazníky mají za úkol snížit náraz, který vzniká při dosednutí klece na dno šachty. Rozdělujeme je na nárazníky pevné (pryžové, gumové), pružinové a hydraulické. [1]



## 2 Shrnutí zadání

Zadáním této diplomové práce je vypracování návrhu excentricky zavěšeného nosného rámu klece výtahu. Jedná se o elektrický lanový trakční výtah, kde závěs lan je umístěn v horní části šachty. Použity jsou obousměrné válečkové zachycovače umístěné ve spodní části rámu.

Dále byl proveden návrh protizávaží formou výpočtu jeho hmotnosti. Cílem práce není konstrukční návrh výplně s ocelovým rámem ani pevnostní analýza rámu protizávaží pomocí Metody konečných prvků.

### Základní technické parametry výtahu:

- nosnost:  $Q = 675 \text{ kg}$
- zdvih:  $H = 15 \text{ m}$
- nominální (jmenovitá) rychlost:  $v_n = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Další informace a parametry rámu klece výtahu byly dodány v průběhu zpracovávání diplomové práce (dále viz kapitola 4.1).

### 3 Cíle práce

Hlavním úkolem této diplomové práce je konstrukční návrh prototypu nosného rámu klece výtahu dle výrobních postupů firmy LIFTMONT CZ s.r.o a jeho následná pevnostní analýza pomocí Metody konečných prvků (dále jen MKP). Konečno-prvkový model, včetně zohledněných vazeb, okrajových podmínek a zatěžovacích stavů, byl vytvořen v prostředí programu NX I-DEAS.

Jednotlivé zatěžovací stavy byly voleny tak, aby odpovídaly všem možným režimům, které mohou nastat při užívání výtahu. Zabývali jsme se rozbořem těchto výsledků a hledání kritických míst (napěťových a deformačních špiček) na této konstrukci.

Dále byl proveden výpočet vodítek, který probíhal dle normy ČSN EN 81-1, jehož součástí je iterace vzdálenosti kotevních prvků (kotev) vodítek.

Jelikož je tento rám klece výtahu z převážné většiny spojen rozebíratelně pomocí šroubových spojů, byla zde provedena i jejich kontrola. Na závěr byly zhodnoceny dosažené výsledky.

V příloze jsou uvedeny jednotlivé obrázky pevnostní analýzy pomocí MKP, které byly získány z programu NX I-DEAS.

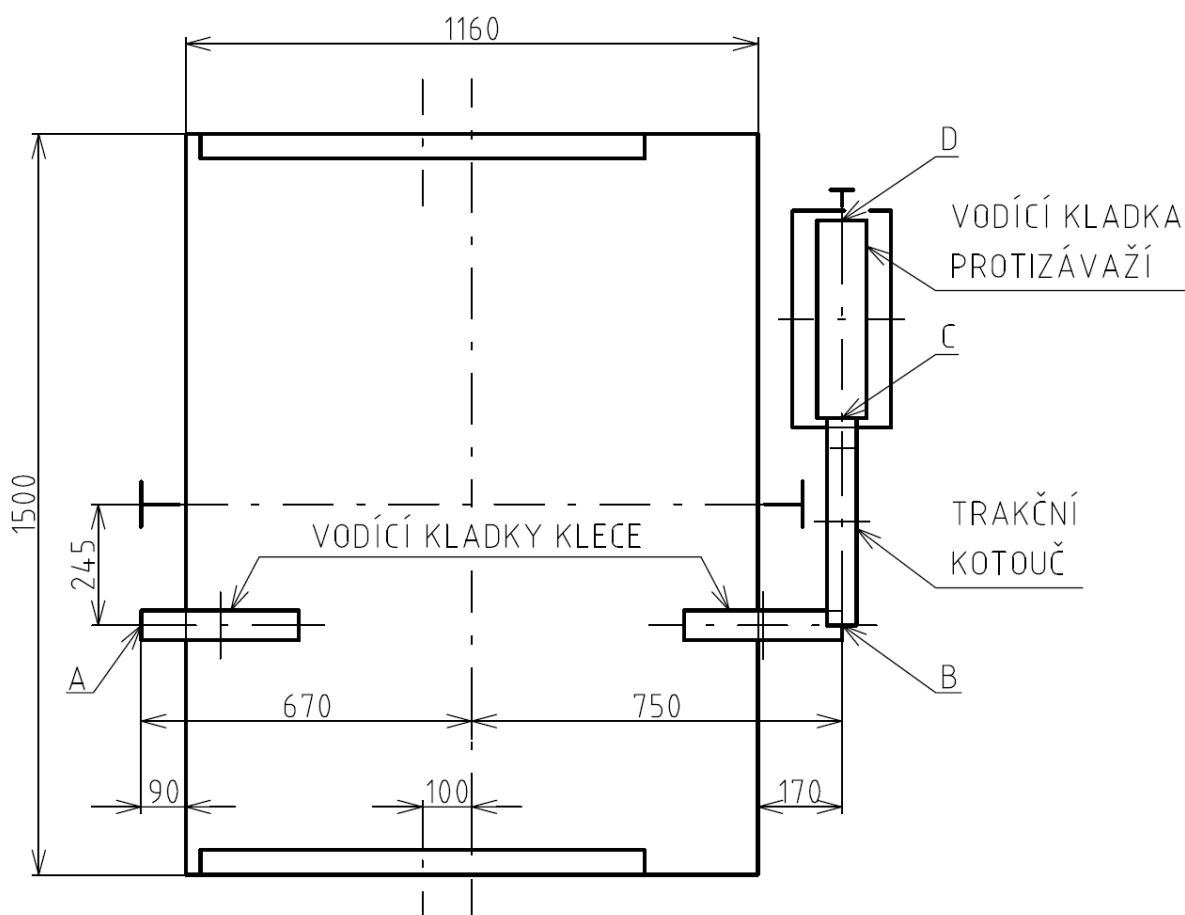
## 4 Vlastní koncepce rámu klece výtahu

### 4.1 Požadavky na rám kladené firmou LIFTMONT CZ s.r.o.

Firma LIFTMONT CZ s.r.o měla doposud zkušenosti pouze s rámy klecí, které mají vodící kladky uloženy v tzv. „domečcích“ v horní části rámu. Úkolem bylo vytvořit prototyp rámu, který bude mít vodící kladky umístěny ve spodní části klece výtahu. Zároveň byly sděleny doplňující parametry, které mají být dodrženy při návrhu vlastní koncepce rámu (viz obr. 4.1). Hodnoty (1500x1160) mm představují vnější rozměry podlahy.

Bod A je pevný závěs klece, který se nachází pod stropem šachty. Z bodu A vedou lana pod klec na první vodící kladku o průměru 320 mm, pod klecí pak dále na druhou vodící kladku stejného průměru, čímž dojde k opásání kladek zespodu (úhel 90°).

Z této kladky jsou pak lana dále vedena nahoru pod strop šachty do bodu B, kde je trakční kotouč výtahového stroje o průměru 420 mm. Zde je lana opásají shora do bodu C (úhel 180°). Z bodu C lana následně vedou dolů na vodící kladku protizávaží o průměru 400 mm a opásají ji zespodu (úhel 180°). Odtud lana pokračují nahoru pod strop šachty do bodu D, což je pružný závěs lan.



Obr. 4.1 Zjednodušené schéma uložení vodících kladek

Dále byl kladen požadavek na konstrukci horního nosníku, protože bude sloužit při servisu výtahového stroje umístěného pod stropem šachty. Z toho důvodu je horní nosník

navržen jako celistvý a vybavený otvorem uprostřed. Při servisní prohlídce si servisní technik zahákne prázdnou klec za horní nosník a zdvihacím zařízením se přitáhne k výtahovému stroji.

Posledním požadavkem bylo přišroubování jednotlivých nosníků ke svislým táhlům z důvodu jednoduchosti montáže.

## 4.2 Použité příslušenství a jejich základní výpočty

### 4.2.1 Vodící čelisti

V tomto řešení byly dle projekčního plánu firmy LIFTMONT CZ s.r.o. použity kluzné vodící čelisti s označením T 731 se šířkou nosu vodítek 16,5 mm (viz obr. 4.2). Tyto vodící čelisti jsou plastové s vložkou a jsou mazány pomocí samomazacího mechanismu, který se nachází v těsné blízkosti horních vodících čelistí.

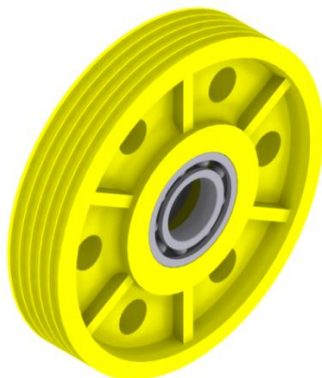
Součástí diplomové práce je kromě výpočtu vodítek i výpočet vzdálenosti mezi kotvami vodítek. Celý výpočet probíhal dle normy ČSN EN 81-1 (popsán v kapitole 5).



Obr. 4.2 Kluzná vodící čelist T 731-16,5 mm, zdroj [15]

### 4.2.2 Vodící kladky

Požadavky na velikost a tvar polyamidových vodících kladek byly zadány firmou LIFTMONT CZ s.r.o. Ty mají průměr  $\phi 320$  mm a jsou vybaveny pěti drážkami pro lano o průměru  $\phi 8$  mm. Dále jsou v kladkách umístěna jednořadá kuličková ložiska 6212 DIN 625.



Obr. 4.3 Vodící kladka  $\phi 320/5/\phi 8$

### 4.2.3 Protizávaží

Cílem diplomové práce není konstrukční návrh protizávaží a jeho rámu. Z toho důvodu byl proveden návrh protizávaží formou výpočtu jeho hmotnosti.

Hmotnost prázdné klece včetně příslušenství:

$$P = m_k + m_r + m_p + m_{kd} \quad (1)$$

$$P = 350 + 212 + 73 + 98$$

$$P = 733 \text{ kg}$$

kde:

$m_k$  hmotnost kabiny [kg]

$m_r$  hmotnost rámu klece [kg]

$m_p$  hmotnost podlahy [kg]

$m_{kd}$  hmotnost kabinových dveří [kg]

Hmotnost protizávaží: [8]

$$m_{pro} = P + 0,5 \cdot Q \quad (2)$$

$$m_{pro} = 733 + 0,5 \cdot 675$$

$$m_{pro} = 1070,5 \approx 1071 \text{ kg}$$

kde:

$Q$  nosnost klece výtahu [kg] (viz kapitola 2)

### 4.2.4 Bezpečnostní prvky

#### Zachycovače

Klec výtahu, která je řešena v této diplomové práci je vybavena obousměrnými válečkovými zachycovači. Dle normy ČSN EN 81-1 pro ně platí, že střední zpomalení klece zatížené jmenovitým zatížením musí být v případě volného pádu mezi hodnotami  $0,2 \div 1$  násobkem gravitačního zrychlení. [1]

Hlavní částí válečkových zachycovačů je ocelový kalený váleček. Jedná se o odlité těleso přišroubované k rámu klece vybavené výřezem pro vodítko. Výřez má na jedné straně šikmou plochu, o kterou se opírá váleček a na druhé straně se nachází opěrná plocha, která je rovnoběžná se stojnou vodítka. [2]

Nejprve byl proveden výpočet nosnosti zachycovače, podle kterého byl zvolen použitý zachycovač.

**Nosnost zachycovače:**

$$P + Q = 733 + 675 = 1408 \text{ kg} \quad (3)$$

Díky předcházejícímu výpočtu jsou na této konstrukci použity zachycovače Dynatech PR 2500 UD V.35 viz obr. 4.4. Jedná se o zachycovač určený pro tloušťku vodička  $(8 \div 16) \text{ mm}$  dle [13] a pro nosnost  $P + Q = (613 \div 1955) \text{ kg}$  dle [13], což je dle rovnice (3) vyhovující.



Obr. 4.4 Obousměrné zachycovače Dynatech PR 2500 UD V.35, zdroj [13]

**Omezovač rychlosti**

V případě omezovače rychlosti byl proveden výpočet vybavovací rychlosti. Dle vypočítané hodnoty a zadané nominální (jmenovité) rychlosti byl zvolen použitý omezovač rychlosti.

Vybavovací rychlost:

$$v_{vyb} = v_n \cdot 1,15 \quad (4)$$

$$v_{vyb} = 1 \cdot 1,15$$

$$v_{vyb} = 1,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde:

$v_n$  nominální (jmenovitá) rychlost  $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$  (viz kapitola 2)

Jako vyhovující byl zvolen obousměrný omezovač rychlosti PFB LK 250 (viz obr. 4.5). Maximální nominální (jmenovitá) rychlost je  $1,74 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , vybavovací rychlost se nastavuje v rozmezí  $(0,2 \div 2) \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Rozměr kladky je  $\phi 257 \text{ mm}$  a průměr lana  $\phi (6 \div 8) \text{ mm}$ . [15]



Obr. 4.5 Obousměrný omezovač rychlosti PFB LK 250, zdroj [14]

### Nárazníky

Byla vybrána dvojice gumových nárazníků typu EN 2 o rozměrech (100x80) mm (viz obr. 4.6), které se mohou snadno přišroubovat k rámu klece na nosník nárazníku nebo přímo na dno šachty.



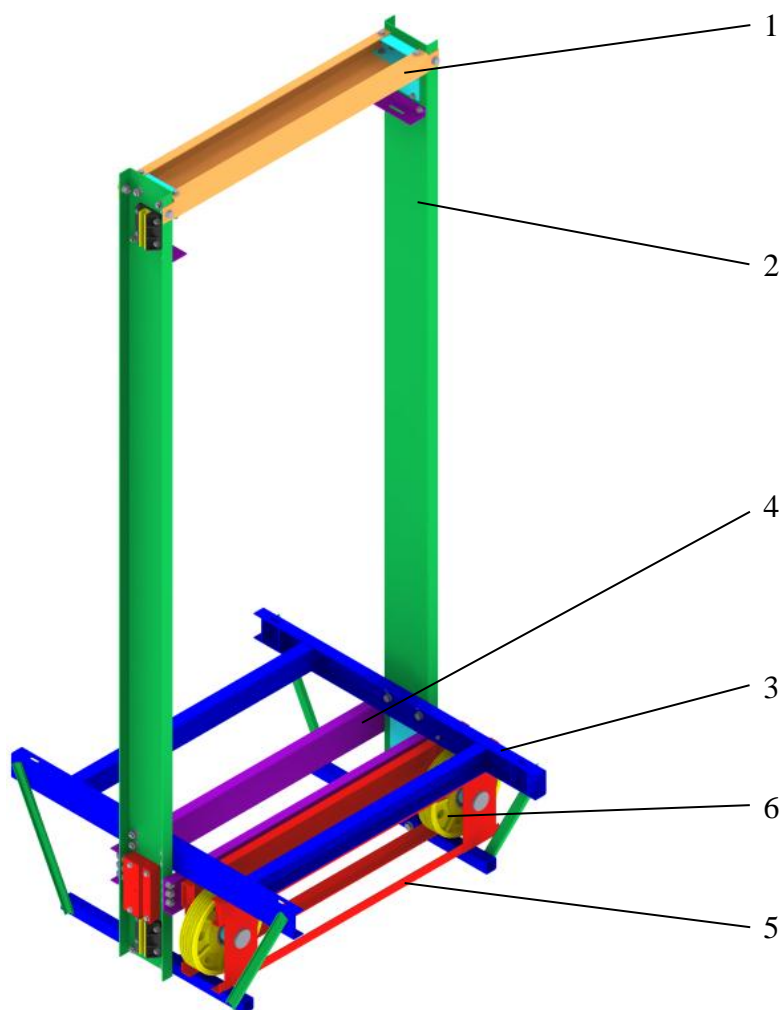
Obr. 4.6 Nárazník EN 2, zdroj [12]

## 4.3 Konstrukce a popis rámu

Finální podoba této konstrukce (viz obr. 4.7) vznikla po konzultacích ve firmě LIFTMONT CZ s.r.o s přiděleným odborným konzultantem panem Ing. Petrem Jedelským a po provedení pevnostního výpočtu pomocí MKP. Rám byl zkonstruován tak, aby byly splněny požadavky, které měla firma LIFTMONT CZ s.r.o. Celá konstrukce rámu je tvořena profily z ohýbaných plechů o tloušťce 4 mm z oceli 11 373.

Rám se skládá se z šesti základních částí: horní nosník, svislá táhla, nosníky podlahy, spodní nosníky, výztuhy pro uložení vodících kladek a vodící kladky.

3D model rámu klece výtahu byl vytvořen v programu Autodesk Inventor 2009.



Obr. 4.7 Vlastní koncepce rámu klece výtahu  
 1 - horní nosník, 2 - svislé táhlo, 3 - nosník podlahy, 4 - spodní nosník, 5 - výztuha  
 pro uložení vodících kladek, 6 - vodící kladka

#### 4.3.1 Bočnice

Hlavním nosným prvkem jsou tzv. bočnice, jejichž základ tvoří svislá táhla, ke kterým jsou pomocí šroubových spojů přimontovány další nosníky.

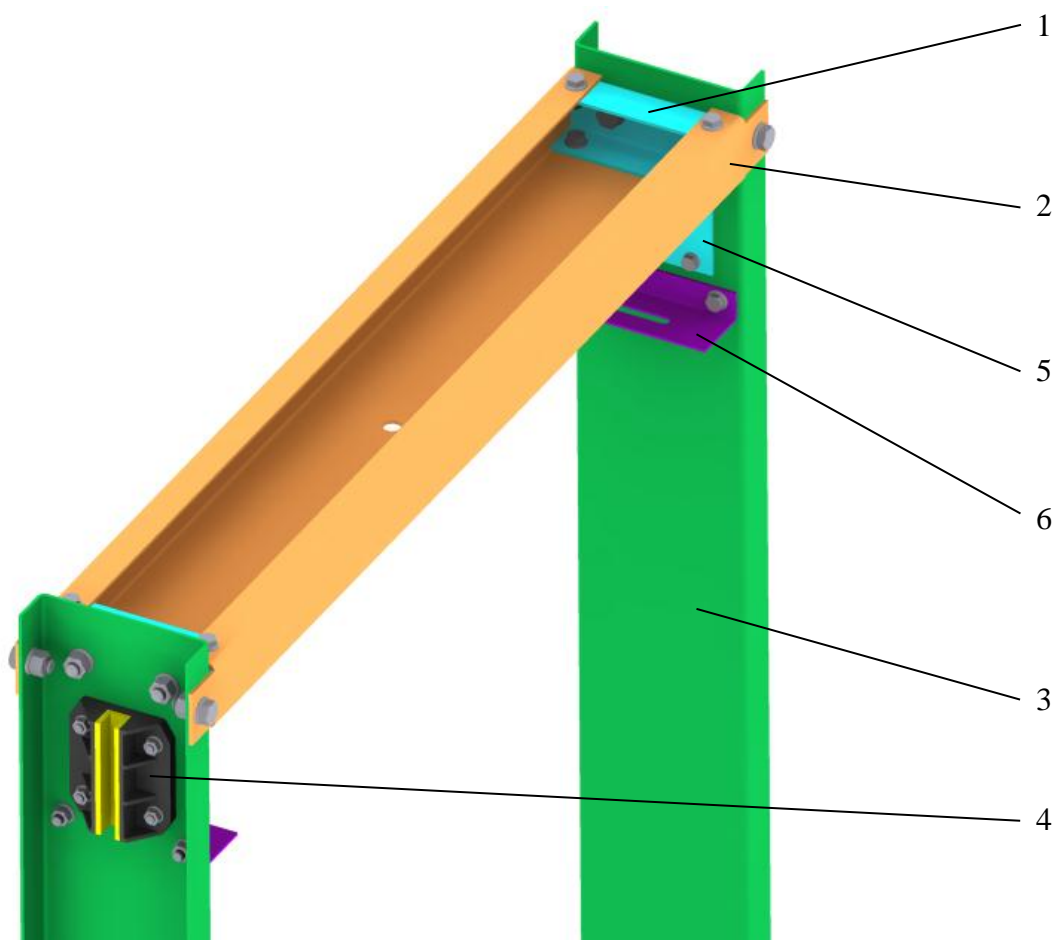
V následujících odstavcích bude popsána jen jedna bočnice, protože druhá je zrcadlově symetrická.

##### Horní část bočnice

V horní části svislého táhla je připevněn pomocí šroubů úchyt z ohýbaného plechu (U72x50x4-202), ke kterému je dále přišroubován horní nosník. Tento úchyt slouží k pojištění vzájemné polohy horního nosníku a svislých táhel.

Dále se zde nachází otvory pro přimontování vodící čelisti. Z vnitřní strany svislého táhla je v okolí šroubových spojů vodící čelisti přivařen plech o tloušťce 4 mm, čímž dojde k poklesu napětí a deformace. V neposlední řadě je zde přišroubován držák kabiny. Poloha kabiny je zajištěna zmíněným držákem a navíc je také přišroubována k podlaze.





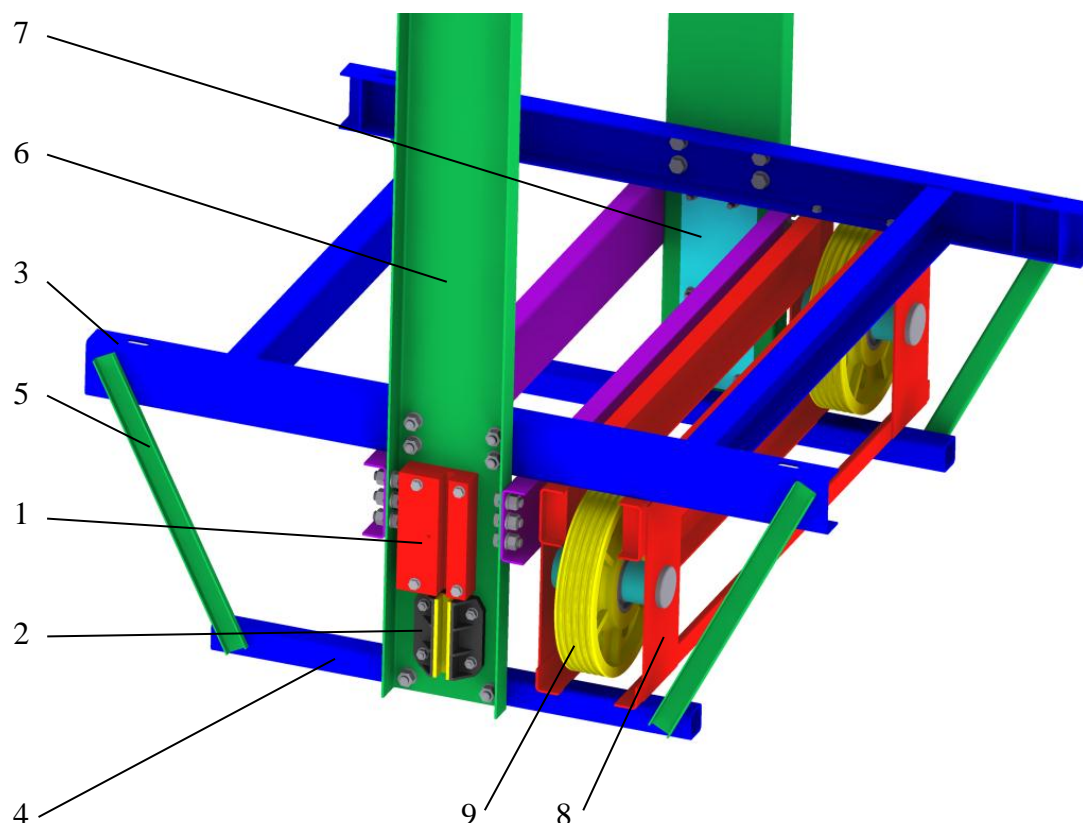
Obr. 4.8 Horní část bočnice

1 - úchyt z ohýbaného plechu, 2 - horní nosník, 3 - svislé táhlo, 4 - vodící čelist, 5 - plech (tl. 4 mm), 6 - držák kabiny

### Spodní část bočnice

Ve spodní části bočnice (viz obr 4.9) je pomocí šroubů přichycen zachycovač, vodící čelist, nosník podlahy a nosník nárazníku. K oběma zmíněným nosníkům jsou přivařeny vzpěry, které zajišťují požadovanou tuhost nosníku podlahy. Ze stejného důvodu jako v případě horní části bočnice je v místě uchycení zachycovače a vodící čelisti z vnitřní strany svislého táhla přivařen plech o tloušťce 4 mm.

V neposlední řadě se zde nachází výztuhy, ve kterých jsou uloženy vodící kladky. Popis spojení výztuh k rámu je proveden v následující kapitole (4.3.2).



Obr. 4.9 Spodní část bočnice

1 - zachycovač, 2 - vodící čelist, 3 - nosník podlahy, 4 - nosník nárazníku, 5 - vzpěra,  
6 - svislé táhlo, 7 - plech (tl. 4 mm), 8 - výztuha pro uložení vodících kladek,  
9 - vodící kladka

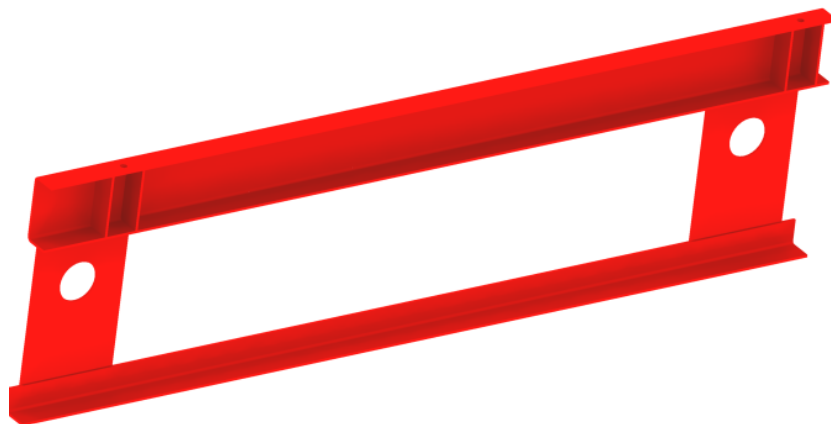
#### 4.3.2 Výztuha pro uložení vodících kladek

Výztuha (viz obr. 4.10) přenáší síly z kabiny na převáděcí kladky a je navržena tak, aby vyztužila spodní část rámu klece. Na rámu jsou umístěny dvě výztuhy, které jsou totožné. Tyto výztuhy jsou přivařeny k nosníku nárazníku a nosníku podlahy, ke kterému jsou navíc spojeny pomocí šroubů. Díky zmíněným šroubovým spojům je zajištěna přesná poloha při svařování výztuh k rámu.



Obr. 4.10 Výztuha (pohled z vnější strany výztuhy)

Po pevnostním výpočtu pomocí MKP byla jako kritická místa vyhodnocena místa v oblasti svarového spoje nosníku podlahy a výztuh. Problém byl vyřešen přivařením žeber o tloušťce 4 mm (viz obr. 4.11) a tím byla eliminována místní koncentrace napětí.

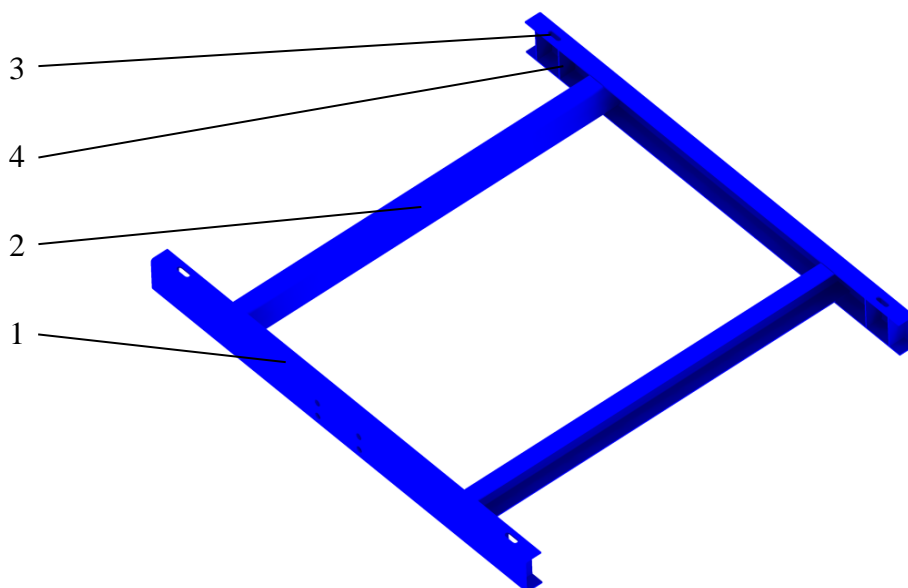


Obr. 4.11 Výztuha (pohled z vnitřní strany výztuhy)

#### 4.3.3 Nosník podlahy

Nosník podlahy (viz obr. 4.12) je tvořen dvěma podélníky z ohýbaných plechů (U100x50x4-1300), které jsou vyztuženy dvěma příčnými profily z ohýbaných plechů (U92x50x4-1162). Nosník podlahy je dále vybaven čtveřicí otvorů, které slouží pro vložení pryžových silentbloků, přes které je rám spojen s podlahou kabiny. Silentbloky zároveň slouží jako vážící zařízení podlahy.

Po pevnostní analýze pomocí MKP se jako další kritická místa jevila v oblasti uložení zmíněných silentbloků. Z toho důvodu jsou v těchto místech z vnitřní strany nosníku podlahy přivařena žebra o tloušťce 4 mm. Tímto bylo docíleno podstatného snížení napětí a deformací na důležité části rámu.

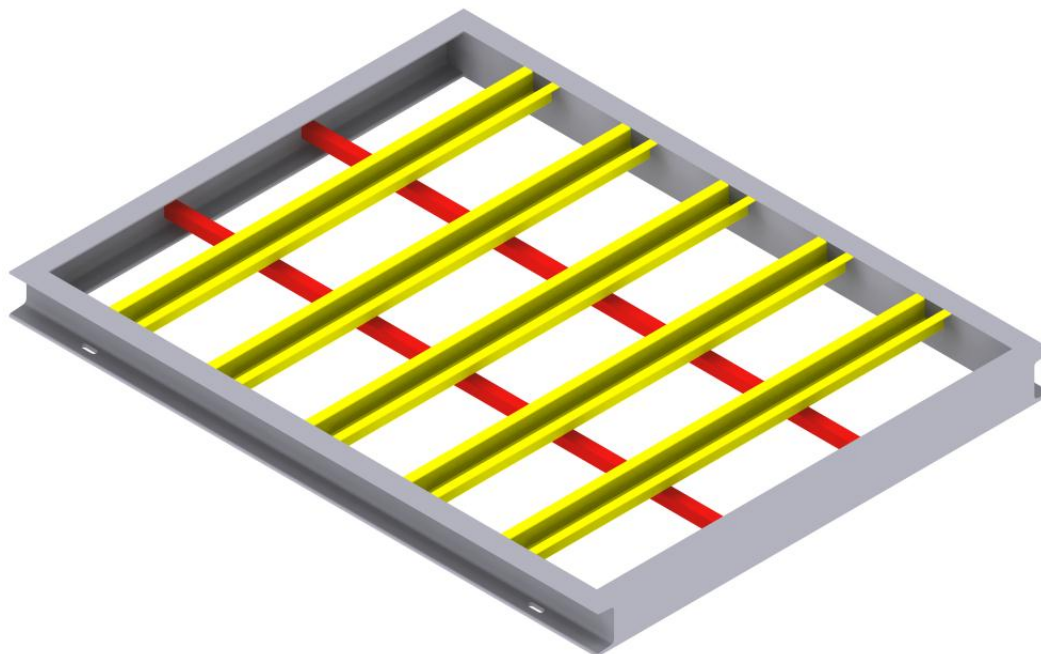


Obr. 4.12 Nosník podlahy

1 - podélník z ohýbaných plechů, 2 - příčník z ohýbaných plechů, 3 - otvor pro vložení silentbloků, 4 - žebro

#### 4.3.4 Podlaha kabiny

Podlaha kabiny je k rámu přišroubována přes pryžové silentbloky k nosníku podlahy (viz kapitola 4.3.3). Základem je objímka skládající se ze čtveřice profilů U100 dle normy ČSN 42 5570, které jsou k sobě přivařeny. Nosnou část podlahy tvoří plech o tloušťce 2 mm, ke kterému je z jeho spodní strany přivařena pětice  $\Omega$  profilů z ohýbaného plechu o stejné tloušťce. V podélném směru je nosná plocha vyztužena dvojicí tenkostěnných uzavřených profilů o rozměrech 30x30x2 dle normy ČSN 42 6935.



Obr. 4.13 Podlaha kabiny

## 5 Výpočet vodítek

Firma LIFTMONT CZ s.r.o předpokládá použití vodítek klece od firmy Savera s typovým označením T90/A. Vodítka jsou z oceli 11 373 tažena zastudena dodávaná v délce 5 m a plní rozměrové tolerance dle ISO 7465. Dále jsou určena pro nominální (jmenovité) rychlosti v rozmezí  $(0 \div 1) \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . [10]

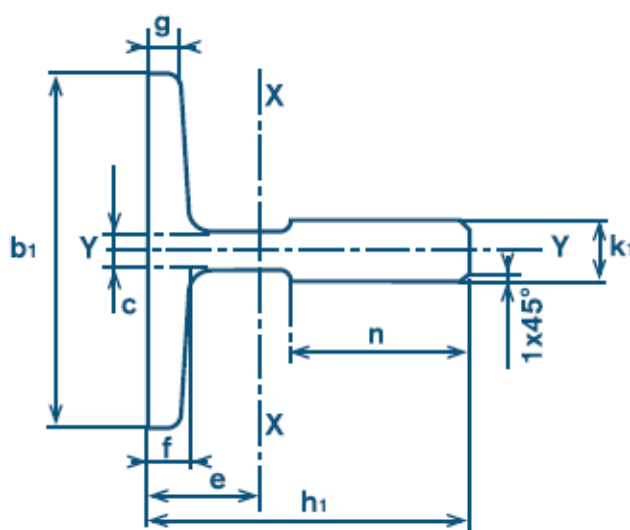
Úkolem bylo pevnostně ověřit, zda vodítka skutečně vyhovují a splňují požadavky dle normy ČSN EN 81-1. Vodítka jsou navrhována pro klec průchozí. Výpočet vodítek pro protizávaží zde není řešen, protože se netýká přímo rámu klece výtahu.

### 5.1 Tvar, rozměry a průřezové charakteristiky vodítek

Základní rozměry a průřezové charakteristiky vodítek byly převzaty ze zdroje [10].

Tab. 5.1 Základní rozměry použitých vodítek Savera T90/A, zdroj [9]

$b_1$ [mm]	$h_1$ [mm]	$k_1$ [mm]	$n$ [mm]	$c_v$ [mm]	$e$ [mm]	$f$ [mm]	$g$ [mm]
90	75	16	42	10	26,1	10	8



Obr. 5.1 Průřez vodítka Savera T90/A, zdroj [10]

Průřezové charakteristiky vodítek: [10]

$S_v$	plocha průřezu [ $\text{mm}^2$ ]	$S_v = 1730 \text{ mm}^2$
$W_x$	modul průřezu v ohybu kolem osy x [ $\text{mm}^3$ ]	$W_x = 20870 \text{ mm}^3$
$W_y$	modul průřezu v ohybu kolem osy y [ $\text{mm}^3$ ]	$W_y = 11800 \text{ mm}^3$
$I_x$	kvadratický moment průřezu k ose x [ $\text{mm}^4$ ]	$I_x = 1020000 \text{ mm}^4$
$I_y$	kvadratický moment průřezu k ose y [ $\text{mm}^4$ ]	$I_y = 530000 \text{ mm}^4$
$i_x$	poloměr setrvačnosti k ose x [mm]	$i_x = 24,3 \text{ mm}$
$i_y$	poloměr setrvačnosti k ose y [mm]	$i_y = 17,5 \text{ mm}$
$c_v$	tloušťka spojky mezi přírubou a stojnou [mm]	$c_v = 10 \text{ mm}$

Materiálové charakteristiky vodítek - ocel ISO-Fe360B tažený (ČSN 11 373): [7]

E modul pružnosti oceli v tahu [MPa]

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$R_{m,v}$  mez pevnosti vodítek v tahu [MPa]

$$R_{m,v} = 370 \text{ MPa}$$

## 5.2 Maximální dovolené hodnoty

Kontrola vodítek se provádí dle [6] pro tři základní zatěžovací stavy klece výtahu, kterými jsou:

- působení zachycovačů
- normální provoz - jízda
- normální provoz - nakládání

Součinitele bezpečnosti byly určeny dle [7] pro poměrné prodloužení  $A_5 \geq 12 \%$  (viz tab. 5.2).

Tab. 5.2 Součinitele bezpečnosti, zdroj [7]

Případ zatížení	Poměrné prodloužení $A_5$	Součinitel bezpečnosti
Normální provoz- nakládání do klece	$A_5 \geq 12 \%$	2,25
	$8 \% \leq A_5 < 12 \%$	3,75
Působení zachycovačů	$A_5 \geq 12 \%$	1,8
	$8 \% \leq A_5 < 12 \%$	3

Součinitel bezpečnosti při působení zachycovačů:

$$S_t = 1,8$$

Součinitel bezpečnosti při normálním provozu - nakládání do klece:

$$S_m = 2,25$$

Dovolené namáhání při působení zachycovačů:

$$\sigma_{dovz} = \frac{R_{m,v}}{S_t} \quad (5)$$

$$\sigma_{dovz} = \frac{370}{1,8}$$

$$\sigma_{dovz} = 205,6 \approx 205 \text{ MPa}$$

Dovolené namáhání při normálním provozu - nakládání do klece:

$$\sigma_{dovn} = \frac{R_{m,v}}{S_t} \quad (6)$$

$$\sigma_{dovn} = \frac{370}{2,25}$$

$$\sigma_{down} = 164,4 \approx 164 \text{ MPa}$$

Maximální dovolené průhyby vodiček profilu T při působení zachycovačů dle [7]:

$$\delta_{dovz} = 5 \text{ mm}$$

Maximální dovolené průhyby vodiček profilu T bez působení zachycovačů dle [7]:

$$\delta_{dovj} = 10 \text{ mm}$$

## 5.3 Volba koeficientů

Výběr součinitelů rázu byl proveden dle tab. 5.3 [7] pro použité válečkové zachycovače pro zatěžovací stav působení zachycovačů a normální provoz - jízda.

Tab. 5.3 Součinitele rázu, zdroj [7]

Ráz při	Součinitel rázu	Hodnota
Působení samosvorných zachycovačů nebo svěracího zařízení (ne válečkového)	$k_1$	5
Působení samosvorných zachycovačů nebo svěracího zařízení válečkového nebo dosedacího zařízení s tlumením nárazníkem akumulující energii nebo nárazník akumulující energii		3
Působení klouzavých zachycovačů nebo klouzavého svěracího zařízení nebo dosedacího zařízení s nárazníkem pohlcující energii nebo nárazník pohlcující energii		2
Bezpečnostní ventil		2
Jízda	$k_2$	1,2
Pomocné části	$k_3$	$(\dots)^1$
<sup>1</sup> hodnotu stanoví výrobce s ohledem na skutečné zařízení		

Součinitel rázu při působení zachycovačů:

$$k_1 = 3$$

Součinitel rázu při normálním provozu - jízdě:

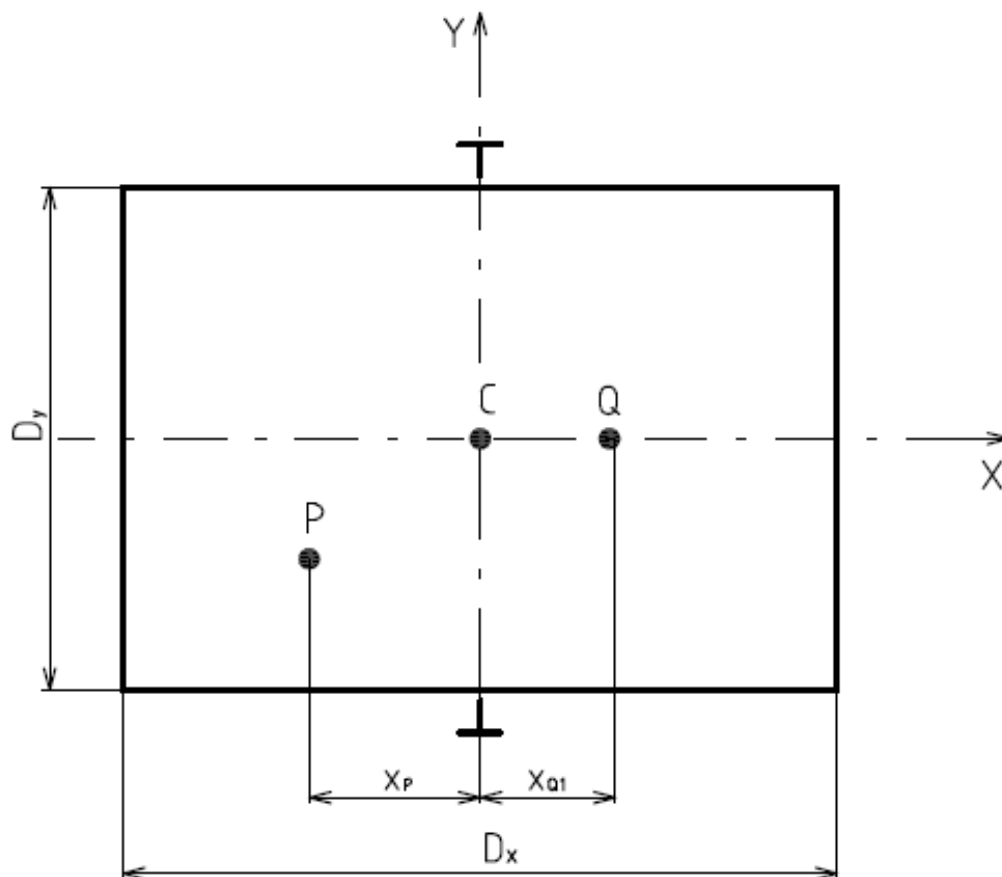
$$k_2 = 1,2$$

## 5.4 Výpočet vodiček

### 5.4.1 Působení zachycovačů

Předpokládá se, že bezpečnostní zařízení působí na vodička současně a že brzdná síla je rozložena rovnoměrně mezi zachycovače. [7] V případě zatěžovacího stavu působení zachycovačů musí být vodička dimenzována na ohyb a vzpěr.

## Vychýlení namáhání v ose x



Obr. 5.2 Působení zachycovačů, vychýlení namáhání v ose x

### a) Namáhání na ohyb

#### Namáhání vodítka na ohyb k ose y silami ve vodících čelistech

Vzdálenost těžiště zatížení Q k vodítku v ose x:

$$x_{Q1} = \frac{D_x}{8} \quad (7)$$

$$x_{Q1} = \frac{1500}{8}$$

$$x_{Q1} = 187,5 \text{ mm}$$

kde:

$D_x$  vnější rozměr podlahy klece v ose x [mm]

Vzdálenost těžiště zatížení Q k vodítku v ose y:

$$y_{Q1} = 0 \text{ mm}$$



Síla z vedení v ose x:

$$F_{xz1} = \frac{k_1 \cdot g \cdot [Q \cdot x_{Q1} + P \cdot x_P]}{n_v \cdot h} \quad (8)$$

$$F_{xz1} = \frac{3 \cdot 9,81 \cdot [675 \cdot 187,5 + 733 \cdot (-55,8)]}{2 \cdot 2830}$$

$$F_{xz1} = 445,3 \text{ N}$$

kde:

$k_1$  součinitel rázu při působení zachycovačů [-]

$g$  gravitační zrychlení [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] ( $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ )

$Q$  nosnost klece [kg] (viz kapitola 2)

$P$  hmotnost prázdné klece včetně příslušenství [kg] (viz kapitola 4.2.3)

$x_P$  vzdálenost těžiště a hmotnosti prázdné klece P k vodičku v ose x [mm]

Hodnota odečtena z programu Autodesk Inventor 2009.

$n_v$  počet vodiček [-]

$h$  svislá vzdálenost vodičích čelistí [mm]

Hodnota odečtena z programu Autodesk Inventor 2009.

Ohybový moment v ose y:

$$M_{yz1} = \frac{3 \cdot F_{xz1} \cdot l_{max}}{16} \quad (9)$$

$$M_{yz1} = \frac{3 \cdot 445,3 \cdot 3000}{16}$$

$$M_{yz1} = 2,505 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

kde:

$l_{max}$  vzdálenost mezi kotevními prvky (kotvami) vodiček [mm]

Tato hodnota byla iterována pomocí programu Mathcad (verze 14). Snahou bylo se přiblížit maximálním dovoleným napětím a průhybům, které předepisuje norma ČSN EN 81-1. Na základě požadavku firmy LIFTMONT CZ s.r.o byla maximální hodnota iterace stanovena  $l_{max} = 3000 \text{ mm}$  z důvodu pevnosti spoje kotva-šachta.

Ohybové napětí v ose y:

$$\sigma_{yz1} = \frac{M_{yz1}}{W_y} \quad (10)$$

$$\sigma_{yz1} = \frac{2,505 \cdot 10^5}{11800}$$

$$\sigma_{yz1} = 21,2 \text{ MPa}$$

### Namáhání vodítka na ohyb k ose x silami ve vodících čelistech

Síla z vedení v ose y:

$$F_{yz1} = \frac{k_1 \cdot g \cdot [Q \cdot y_{Q1} + P \cdot y_P]}{\frac{n_v}{2} \cdot h} \quad (11)$$

$$F_{yz1} = \frac{3 \cdot 9,81 \cdot [675 \cdot 0 + 733 \cdot (-9,4)]}{\frac{2}{2} \cdot 2830}$$

$$F_{yz1} = -71,7 \text{ N}$$

kde:

$y_P$  vzdálenost těžiště a hmotnosti prázdné klece P k vodítku v ose y [mm]

Hodnota odečtena z programu Autodesk Inventor 2009.

Ohybový moment v ose x:

$$M_{xz1} = \frac{3 \cdot |F_{yz1}| \cdot l_{max}}{16} \quad (12)$$

$$M_{xz1} = \frac{3 \cdot 71,7 \cdot 3000}{16}$$

$$M_{xz1} = 4,033 \cdot 10^4 \text{ Nmm}$$

Ohybové napětí v ose x:

$$\sigma_{xz1} = \frac{M_{xz1}}{W_x} \quad (13)$$

$$\sigma_{xz1} = \frac{4,033 \cdot 10^4}{20870}$$

$$\sigma_{xz1} = 1,9 \text{ MPa}$$

### b) Namáhání na vzpěr

Vzpěrná síla způsobená klecí:

$$F_k = \frac{k_1 \cdot g \cdot (P + Q)}{n_v} \quad (14)$$

$$F_k = \frac{3 \cdot 9,81 \cdot (733 + 675)}{2}$$

$$F_k = 2,072 \cdot 10^4 \text{ N}$$

Součinitel štíhlosti v ose x:

$$\lambda_x = \frac{l_{max}}{i_x} \quad (15)$$

$$\lambda_x = \frac{3000}{24,3}$$

$$\lambda_x = 123,5$$

Součinitel štíhlosti v ose y:

$$\lambda_y = \frac{l_{max}}{i_y} \quad (16)$$

$$\lambda_y = \frac{3000}{17,5}$$

$$\lambda_y = 171,4$$

Pro další výpočty byla použita větší hodnota součinitele štíhlosti  $\lambda_x$  a  $\lambda_y$ . V tomto případě platí, že  $\lambda_y > \lambda_x \rightarrow \lambda_y = \lambda = 171,4$

Pro ocel s pevností v tahu  $R_m = 370 \text{ MPa}$  platí pro součinitel  $\omega$  dle [7] následující:

$$115 \leq \lambda \leq 250$$

$$\omega = 0,00016887 \cdot \lambda_y^2 \quad (17)$$

$$\omega = 0,00016887 \cdot 171,4^2$$

$$\omega = 4,96$$

Namáhání ve vzpěru:

$$\sigma_k = \frac{F_k \cdot \omega}{S_v} \quad (18)$$

$$\sigma_k = \frac{2,072 \cdot 10^4 \cdot 4,96}{1730}$$

$$\sigma_k = 59,4 \text{ MPa}$$

### c) Kombinované namáhání

Namáhání na ohyb:

$$\sigma_{mz1} = \sigma_{xz1} + \sigma_{yz1} \quad (19)$$

$$\sigma_{mz1} = 1,9 + 21,2$$

$$\sigma_{mz1} = 23,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{mz1} \leq \sigma_{dovz}$$

$$23,1 \text{ MPa} < 205 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Namáhání na ohyb a tlak:

$$\sigma_{z1} = \sigma_{mz1} + \frac{F_k}{S_v} \quad (20)$$

$$\sigma_{z1} = 23,1 + \frac{2,072 \cdot 10^4}{1730}$$

$$\sigma_{z1} = 35,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{z1} \leq \sigma_{dovz}$$

$$35,1 \text{ MPa} < 205 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Namáhání na ohyb a vzpěr:

$$\sigma_{cz1} = \sigma_k + 0,9 \cdot \sigma_{mz1} \quad (21)$$

$$\sigma_{cz1} = 59,4 + 0,9 \cdot 23,1$$

$$\sigma_{cz1} = 80,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{cz1} \leq \sigma_{dovz}$$

$$80,2 \text{ MPa} < 205 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

### d) Namáhání příruby vodítka na ohyb

$$\sigma_{Fz1} = \frac{1,85 \cdot F_{xz1}}{c_v^2} \quad (22)$$

$$\sigma_{Fz1} = \frac{1,85 \cdot 445,3}{10^2}$$

$$\sigma_{Fz1} = 8,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fz1} \leq \sigma_{dovz}$$

$$8,2 \text{ MPa} < 205 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

### e) Průhyby

Průhyb vodítka v ose x:

$$\delta_{xz1} = 0,7 \cdot \frac{F_{xz1} \cdot l_{max}^3}{48 \cdot E \cdot I_y} \quad (23)$$

$$\delta_{xz1} = 0,7 \cdot \frac{445,3 \cdot 3000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 530000}$$

$$\delta_{xz1} = 1,6 \text{ mm}$$

$$\delta_{xz1} \leq \delta_{dovz}$$

$$1,6 \text{ mm} < 5 \text{ mm} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Průhyb vodítka v ose y:

$$\delta_{yz1} = 0,7 \cdot \frac{|F_{yz1}| \cdot l_{max}^3}{48 \cdot E \cdot I_x} \quad (24)$$

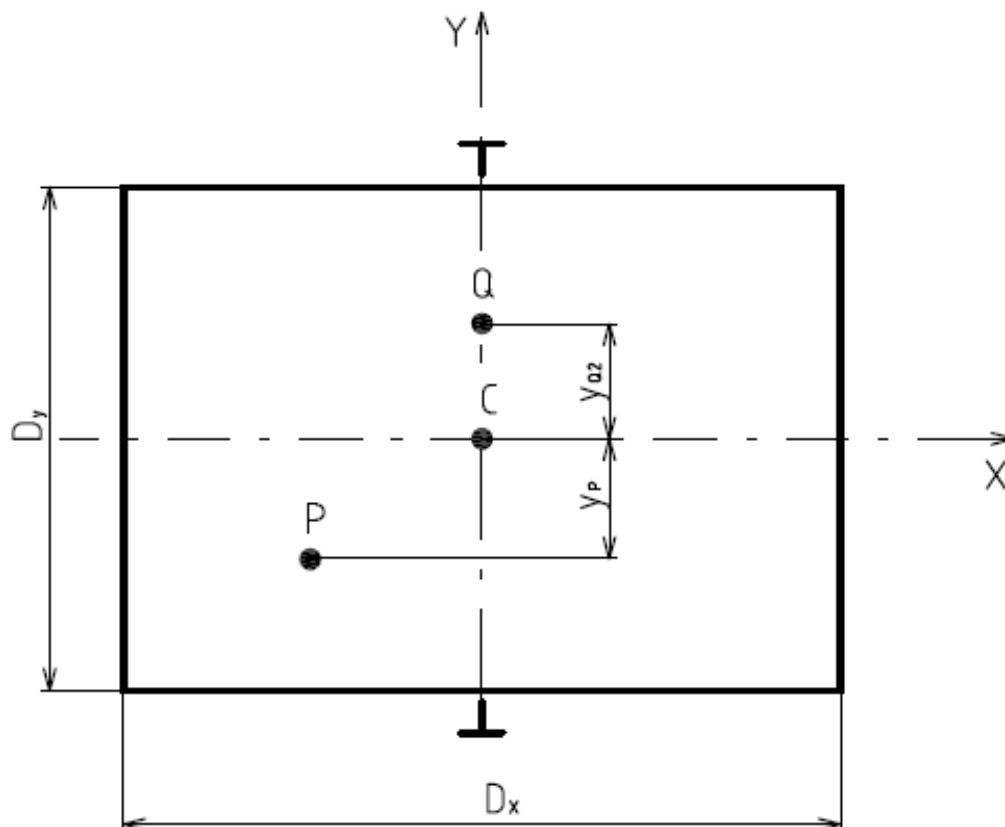
$$\delta_{yz1} = 0,7 \cdot \frac{71,7 \cdot 3000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1020000}$$

$$\delta_{yz1} = 0,1 \text{ mm}$$

$$\delta_{yz1} \leq \delta_{dovz}$$

$$0,1 \text{ mm} < 5 \text{ mm} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

## Vychýlení namáhání v ose y



Obr. 5.3 Působení zachycovačů, vychýlení namáhání v ose y

### a) Namáhání na ohyb

#### Namáhání vodítka na ohyb k ose y silami ve vodících čelistech

Vzdálenost těžiště zatížení Q k vodítku v ose x:

$$x_{Q2} = 0 \text{ mm}$$

Vzdálenost těžiště zatížení Q k vodítku v ose y:

$$y_{Q2} = \frac{D_y}{8} \quad (25)$$

$$y_{Q2} = \frac{1160}{8}$$

$$y_{Q2} = 145 \text{ mm}$$

kde:

$D_y$  vnější rozměr podlahy klece v ose y [mm]

Síla z vedení v ose x:

$$F_{xz2} = \frac{k_1 \cdot g \cdot [Q \cdot x_{Q2} + P \cdot x_P]}{n_v \cdot h} \quad (26)$$

$$F_{xz2} = \frac{3 \cdot 9,81 \cdot [675 \cdot 0 + 733 \cdot (-55,8)]}{2 \cdot 2830}$$

$$F_{xz2} = -212,7 \text{ N}$$

Ohybový moment v ose y:

$$M_{yz2} = \frac{3 \cdot |F_{xz2}| \cdot l_{max}}{16} \quad (27)$$

$$M_{yz2} = \frac{3 \cdot 212,7 \cdot 3000}{16}$$

$$M_{yz2} = 1,197 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

Ohybové napětí v ose y:

$$\sigma_{yz2} = \frac{M_{yz2}}{W_y} \quad (28)$$

$$\sigma_{yz2} = \frac{1,197 \cdot 10^5}{11800}$$

$$\sigma_{yz2} = 10,1 \text{ MPa}$$

**Namáhání vodítka na ohyb k ose x silami ve vodících čelistech**

Síla z vedení v ose y:

$$F_{yz2} = \frac{k_1 \cdot g \cdot [Q \cdot y_{Q2} + P \cdot y_P]}{\frac{n_v}{2} \cdot h} \quad (29)$$

$$F_{yz2} = \frac{3 \cdot 9,81 \cdot [675 \cdot 145 + 733 \cdot (-9,4)]}{\frac{2}{2} \cdot 2830}$$

$$F_{yz2} = 946,1 \text{ N}$$

Ohybový moment v ose x:

$$M_{xz2} = \frac{3 \cdot F_{yz2} \cdot l_{max}}{16} \quad (30)$$

$$M_{xz2} = \frac{3 \cdot 946,1 \cdot 3000}{16}$$

$$M_{xz2} = 5,322 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

Ohybové napětí v ose x:

$$\sigma_{xz2} = \frac{M_{xz2}}{W_x} \quad (31)$$

$$\sigma_{xz2} = \frac{5,322 \cdot 10^5}{20870}$$

$$\sigma_{xz2} = 25,5 \text{ MPa}$$

### b) Namáhání na vzpěr

Hodnoty jsou stejné jako v případě vychýlení namáhání v ose x:

$$F_k = 2,072 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$\sigma_k = 59,4 \text{ MPa}$$

### c) Kombinované namáhání

Namáhání na ohyb:

$$\sigma_{mz2} = \sigma_{xz2} + \sigma_{yz2} \quad (32)$$

$$\sigma_{mz2} = 25,5 + 10,1$$

$$\sigma_{mz2} = 35,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{mz2} \leq \sigma_{dovz}$$

$$35,6 \text{ MPa} \leq 205 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Namáhání na ohyb a tlak:

$$\sigma_{z2} = \sigma_{mz2} + \frac{F_k}{S_v} \quad (33)$$

$$\sigma_{z2} = 35,6 + \frac{2,072 \cdot 10^4}{1730}$$

$$\sigma_{z2} = 47,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{z2} \leq \sigma_{dovz}$$

$$47,6 \text{ MPa} < 205 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$



Namáhání na ohyb a vzpěr:

$$\sigma_{cz2} = \sigma_k + 0,9 \cdot \sigma_{mz2} \quad (34)$$

$$\sigma_{cz2} = 59,4 + 0,9 \cdot 35,6$$

$$\sigma_{cz2} = 91,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{cz2} \leq \sigma_{dovz}$$

$$91,5 \text{ MPa} < 205 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

**d) Namáhání příruby vodítka na ohyb**

$$\sigma_{Fz2} = \frac{1,85 \cdot |F_{xz2}|}{c_v^2} \quad (35)$$

$$\sigma_{Fz2} = \frac{1,85 \cdot 212,7}{10^2}$$

$$\sigma_{Fz2} = 3,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fz2} \leq \sigma_{dovz}$$

$$3,9 \text{ MPa} < 205 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

**e) Průhyby**

Průhyb vodítka v ose x:

$$\delta_{xz2} = 0,7 \cdot \frac{|F_{xz2}| \cdot l_{max}^3}{48 \cdot E \cdot I_y} \quad (36)$$

$$\delta_{xz2} = 0,7 \cdot \frac{212,7 \cdot 3000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 530000}$$

$$\delta_{xz2} = 0,8 \text{ mm}$$

$$\delta_{xz2} \leq \delta_{dovz}$$

$$0,8 \text{ mm} < 5 \text{ mm} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Průhyb vodítka v ose y:

$$\delta_{yz2} = 0,7 \cdot \frac{F_{yz2} \cdot l_{max}^3}{48 \cdot E \cdot I_x} \quad (37)$$

$$\delta_{yz2} = 0,7 \cdot \frac{946,1 \cdot 3000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1020000}$$

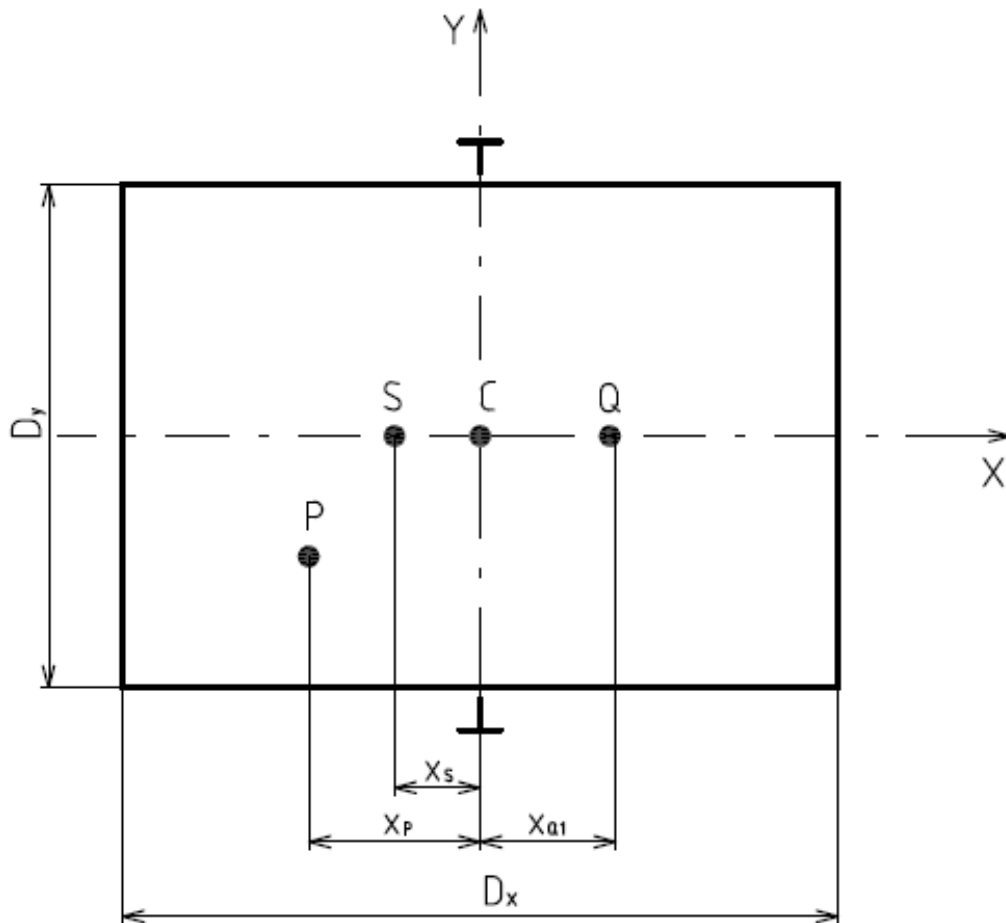
$$\delta_{yz2} = 1,7 \text{ mm}$$

$$\delta_{yz2} \leq \delta_{dovz}$$

$$1,7 \text{ mm} < 5 \text{ mm} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

#### 5.4.2 Normální provoz - jízda

Vychýlení namáhání v ose x



Obr. 5.4 Normální provoz - jízda, vychýlení namáhání v ose x

##### a) Namáhání na ohyb

**Namáhání na ohyb k ose y vodítka silami ve vodících čelistech**

Vzdálenost těžiště zatížení Q k vodítku v ose x:

$$x_{Q1} = 187,5 \text{ mm}$$

Vzdálenost těžiště zatížení Q k vodítku v ose y:

$$y_{Q1} = 0 \text{ mm}$$

Síla z vedení v ose x:

$$F_{xj1} = \frac{k_2 \cdot g \cdot (Q \cdot [x_{Q1} + x_S] + P \cdot [x_P - x_S])}{n_v \cdot h} \quad (38)$$

$$F_{xj1} = \frac{1,2 \cdot 9,81 \cdot (675 \cdot [187,5 + (-245)] + 733 \cdot [-55,8 - (-245)])}{2 \cdot 2830}$$

$$F_{xj1} = 207,7 \text{ N}$$

kde:

$k_2$  součinitel rázu při normálním provozu - jízdě [-]

$x_S$  vzdálenost těžiště pevného závěsu v ose x [mm]

Tato hodnota byla odečtena z programu Autodesk Inventor 2009.

Ohybový moment v ose y:

$$M_{yj1} = \frac{3 \cdot F_{xj1} \cdot l_{max}}{16} \quad (39)$$

$$M_{yj1} = \frac{3 \cdot 207,7 \cdot 3000}{16}$$

$$M_{yj1} = 1,168 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

Ohybové napětí v ose y:

$$\sigma_{yj1} = \frac{M_{yj1}}{W_y} \quad (40)$$

$$\sigma_{yj1} = \frac{1,168 \cdot 10^5}{11800}$$

$$\sigma_{yj1} = 9,9 \text{ MPa}$$

### Namáhání vodítka na ohyb k ose x silami ve vodících čelistech

Síla z vedení v ose y:

$$F_{yj1} = \frac{k_2 \cdot g \cdot (Q \cdot [y_{Q1} + y_S] + P \cdot [y_P - y_S])}{\frac{n_v}{2} \cdot h} \quad (41)$$

$$F_{yj1} = \frac{1,2 \cdot 9,81 \cdot (675 \cdot [0 + 0] + 733 \cdot [-9,4 - 0])}{\frac{2}{2} \cdot 2830}$$

$$F_{yj1} = -28,7 \text{ N}$$

kde:

$y_s$  vzdálenost těžiště pevného závěsu klece v ose y [mm]  
Hodnota odečtena z programu Autodesk Inventor 2009.

Ohybový moment v ose x:

$$M_{xj1} = \frac{3 \cdot |F_{yj1}| \cdot l_{max}}{16} \quad (42)$$

$$M_{xj1} = \frac{3 \cdot 28,7 \cdot 3000}{16}$$

$$M_{xj1} = 1,613 \cdot 10^4 \text{ Nmm}$$

Ohybové napětí v ose x:

$$\sigma_{xj1} = \frac{M_{xj1}}{W_x} \quad (43)$$

$$\sigma_{xj1} = \frac{1,613 \cdot 10^4}{20870}$$

$$\sigma_{xj1} = 0,8 \text{ MPa}$$

#### **b) Namáhání na vzpěr**

Při zatížení normální provoz - jízda se vzpěr nevyskytuje.

#### **c) Kombinované namáhání**

Namáhání na ohyb:

$$\sigma_{mj1} = \sigma_{xj1} + \sigma_{yj1} \quad (44)$$

$$\sigma_{mj1} = 0,8 + 9,9$$

$$\sigma_{mj1} = 10,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{mj1} \leq \sigma_{down}$$

$$10,7 \text{ MPa} < 164 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

#### **d) Namáhání příruby vodítka na ohyb**

$$\sigma_{Fj1} = \frac{1,85 \cdot F_{xj1}}{c_v^2} \quad (45)$$

$$\sigma_{Fj1} = \frac{1,85 \cdot 207,7}{10^2}$$

$$\sigma_{Fj1} = 3,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fj1} \leq \sigma_{dovn}$$

$$3,8 \text{ MPa} < 164 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

#### e) Průhyby

Průhyb vodička v ose x:

$$\delta_{xj1} = 0,7 \cdot \frac{F_{xj1} \cdot l_{max}^3}{48 \cdot E \cdot I_y} \quad (46)$$

$$\delta_{xj1} = 0,7 \cdot \frac{207,7 \cdot 3000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 530000}$$

$$\delta_{xj1} = 0,7 \text{ mm}$$

$$\delta_{xj1} \leq \delta_{dovn}$$

$$0,7 \text{ mm} < 10 \text{ mm} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Průhyb vodička v ose y:

$$\delta_{yj1} = 0,7 \cdot \frac{|F_{yj1}| \cdot l_{max}^3}{48 \cdot E \cdot I_x} \quad (47)$$

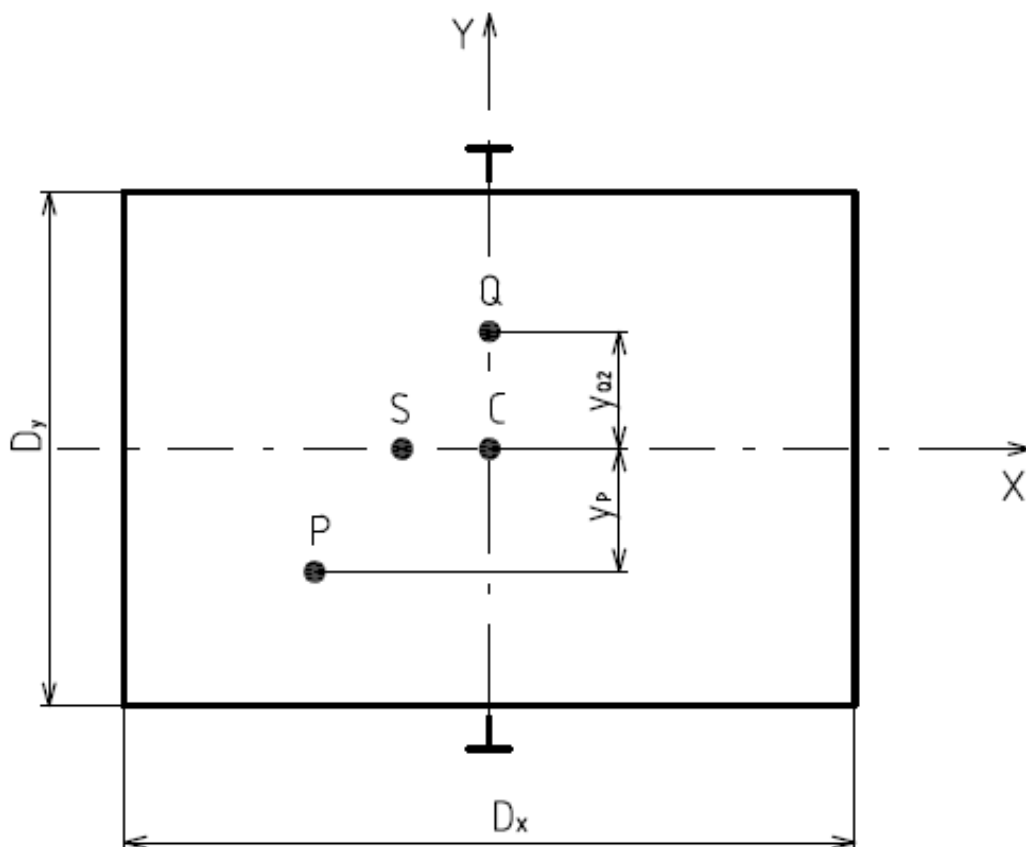
$$\delta_{yj1} = 0,7 \cdot \frac{28,7 \cdot 3000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1020000}$$

$$\delta_{yj1} = 0,05 \text{ mm}$$

$$\delta_{yj1} \leq \delta_{dovn}$$

$$0,05 \text{ mm} < 10 \text{ mm} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

## Vychýlení namáhání v ose y



Obr. 5.5 Normální provoz - jízda, vychýlení namáhání v ose y

### a) Namáhání na ohyb

#### Namáhání vodítka na ohyb k ose y silami ve vodících čelistech

Vzdálenost těžiště zatížení Q k vodítku v ose x:

$$x_{Q2} = 0 \text{ mm}$$

Vzdálenost těžiště zatížení Q k vodítku v ose y:

$$y_{Q2} = 145 \text{ mm}$$

Síla z vedení v ose x:

$$F_{xj2} = \frac{k_2 \cdot g \cdot (Q \cdot [x_{Q2} + x_s] + P \cdot [x_p - x_s])}{n_v \cdot h} \quad (48)$$

$$F_{xj2} = \frac{1,2 \cdot 9,81 \cdot (675 \cdot [0 + (-245)] + 733 \cdot [-55,8 - (-245)])}{2 \cdot 2830}$$

$$F_{xj2} = -55,5 \text{ N}$$

Ohybový moment v ose y:

$$M_{yj2} = \frac{3 \cdot |F_{xj2}| \cdot l_{max}}{16} \quad (49)$$

$$M_{yj2} = \frac{3 \cdot 55,5 \cdot 3000}{16}$$

$$M_{yj2} = 3,124 \cdot 10^4 \text{ Nmm}$$

Ohybové napětí v ose y:

$$\sigma_{yj2} = \frac{M_{yj2}}{W_y} \quad (50)$$

$$\sigma_{yj2} = \frac{3,124 \cdot 10^4}{11800}$$

$$\sigma_{yj2} = 2,7 \text{ MPa}$$

### **Namáhání vodítka na ohyb k ose x silami ve vodících čelistech**

Síla z vedení v ose y:

$$F_{yj2} = \frac{k_2 \cdot g \cdot (Q \cdot [y_{Q2} + y_S] + P \cdot [y_P - y_S])}{\frac{n_v}{2} \cdot h} \quad (51)$$

$$F_{yj2} = \frac{1,2 \cdot 9,81 \cdot (675 \cdot [145 + 0] + 733 \cdot [-9,4 - 0])}{\frac{2}{2} \cdot 2830}$$

$$F_{yj2} = 378,5 \text{ N}$$

Ohybový moment v ose x:

$$M_{xj2} = \frac{3 \cdot F_{yj2} \cdot l_{max}}{16} \quad (52)$$

$$M_{xj2} = \frac{3 \cdot 378,5 \cdot 3000}{16}$$

$$M_{xj2} = 2,129 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

Ohybové napětí v ose x:

$$\sigma_{xj2} = \frac{M_{xj2}}{W_x} \quad (53)$$

$$\sigma_{xj2} = \frac{2,129 \cdot 10^5}{20870}$$

$$\sigma_{xj2} = 10,2 \text{ MPa}$$

#### **b) Namáhání na vzpěr**

Při zatížení normální provoz - jízda se vzpěr nevyskytuje.

#### **c) Kombinované namáhání**

Namáhání na ohyb:

$$\sigma_{mj2} = \sigma_{xj2} + \sigma_{yj2} \quad (54)$$

$$\sigma_{mj2} = 10,2 + 2,7$$

$$\sigma_{mj2} = 12,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{mj2} \leq \sigma_{down}$$

$$12,9 \text{ MPa} < 164 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

#### **d) Namáhání příruby vodítka na ohyb**

$$\sigma_{Fj2} = \frac{1,85 \cdot |F_{xj2}|}{c_v^2} \quad (55)$$

$$\sigma_{Fj2} = \frac{1,85 \cdot 55,5}{10^2}$$

$$\sigma_{Fj2} = 1,03 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fj2} \leq \sigma_{down}$$

$$1,03 \text{ MPa} < 164 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

#### **e) Průhyby**

Průhyb vodítka v ose x:

$$\delta_{xj2} = 0,7 \cdot \frac{|F_{xj2}| \cdot l_{max}^3}{48 \cdot E \cdot I_y} \quad (56)$$

$$\delta_{xj2} = 0,7 \cdot \frac{55,5 \cdot 3000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 530000}$$

$$\delta_{xj2} = 0,2 \text{ mm}$$

$$\delta_{xj2} \leq \delta_{down}$$

$$0,2 \text{ mm} < 10 \text{ mm} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$



Průhyb vodička v ose y:

$$\delta_{yj2} = 0,7 \cdot \frac{F_{yj2} \cdot l_{max}^3}{48 \cdot E \cdot I_x} \quad (57)$$

$$\delta_{yj2} = 0,7 \cdot \frac{378,5 \cdot 3000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1020000}$$

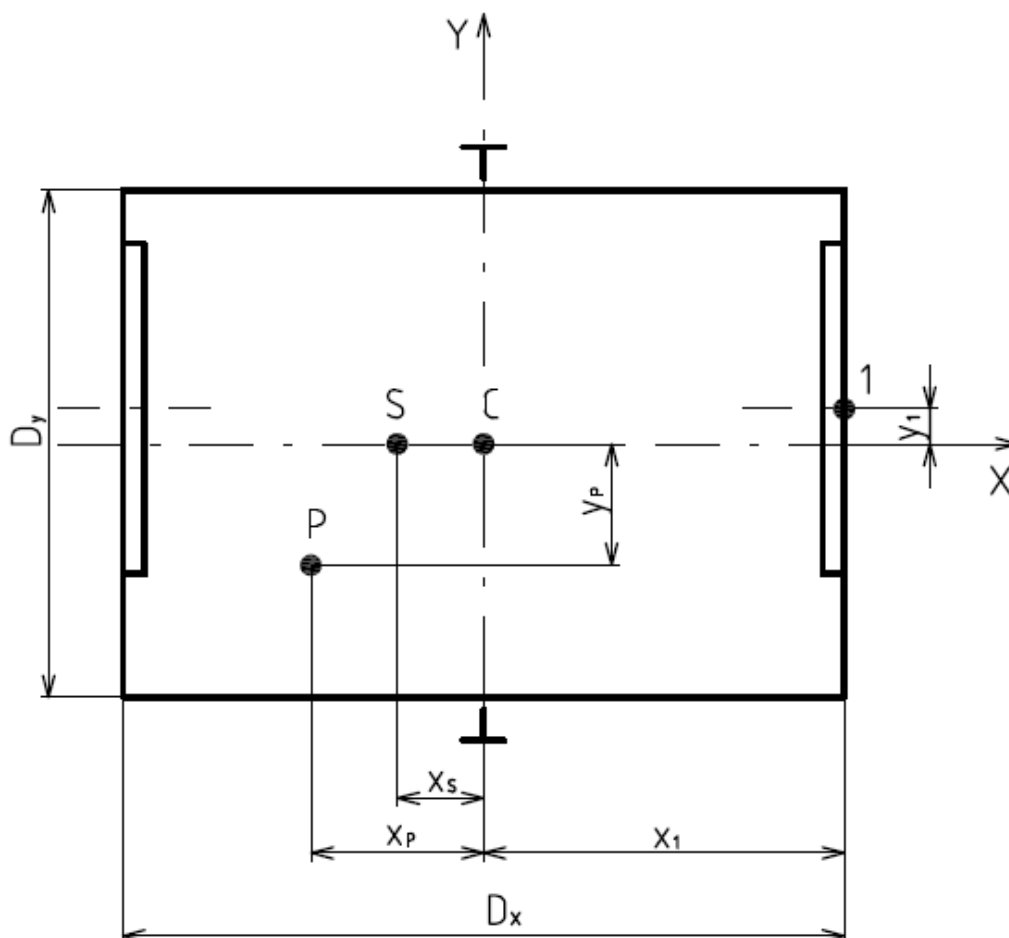
$$\delta_{yj2} = 0,7 \text{ mm}$$

$$\delta_{yj2} \leq \delta_{down}$$

$$0,7 \text{ mm} < 10 \text{ mm} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

### 5.4.3 Normální provoz - nakládání

Během nakládání a vykládání klece výtahu se musí uvažovat zatížení prahu  $F_S$ , které je přímo předepsané normou ČSN EN 81-1 a působí ve středu prahu kabinových dveří. Při použití této síly je uvažována prázdná klec výtahu. V případě, že klec má více než jeden vstup, řeší se jen zatížení na nejnepríznivější straně. [7] Klec výtahu řešená v této diplomové práci má dva vstupy, tudíž jde o klec průchozí.



Obr. 5.6 Normální provoz - nakládání

Zatížení prahu pro výtahy s nosností menší než 2500 kg v obytných domech, správních budovách, hotelích, nemocnicích atd. je dle [7] následující:

$$F_S = 0,4 \cdot g \cdot Q \quad (58)$$

$$F_S = 0,4 \cdot 9,81 \cdot 675$$

$$F_S = 2,649 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Poloha středu prahu kabinových dveří:

$$x_1 = \frac{D_x}{2} \quad (59)$$

$$x_1 = \frac{1500}{2}$$

$$x_1 = 750 \text{ mm}$$

$$y_1 = 100 \text{ mm}$$

kde:

$x_1, y_1$  souřadnice, určující polohu středu prahu kabinových dveří [mm]

Tyto hodnoty vychází z projekčního plánu firmy LIFTMONT CZ s.r.o.

#### a) Namáhání na ohyb

##### Namáhání vodítka na ohyb k ose y silami ve vodících čelistech

Síla z vedení v ose x:

$$F_{xn} = \frac{g \cdot P \cdot [x_P - x_S] + F_S \cdot [x_1 - x_S]}{n_v \cdot h} \quad (60)$$

$$F_{xn} = \frac{9,81 \cdot 733 \cdot [-55,8 - (-245)] + 2,649 \cdot 10^3 \cdot [750 - (-245)]}{2 \cdot 2830}$$

$$F_{xn} = 705,98 \text{ N}$$

Ohybový moment v ose y:

$$M_{yn} = \frac{3 \cdot F_{xn} \cdot l_{max}}{16} \quad (61)$$

$$M_{yn} = \frac{3 \cdot 705,98 \cdot 3000}{16}$$

$$M_{yn} = 3,971 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

Ohybové napětí v ose y:

$$\sigma_{yn} = \frac{M_{yn}}{W_y} \quad (62)$$

$$\sigma_{yj2} = \frac{3,971 \cdot 10^5}{11800}$$

$$\sigma_{yj2} = 33,7 \text{ MPa}$$

### Namáhání vodítka na ohyb k ose x silami ve vodících čelistech

Síla z vedení v ose y:

$$F_{yn} = \frac{g \cdot P \cdot [y_P - y_S] + F_S \cdot [y_1 - y_S]}{\frac{n_p}{2} \cdot h} \quad (63)$$

$$F_{yn} = \frac{9,81 \cdot 733 \cdot [-9,4 - 0] + 2,649 \cdot 10^3 \cdot [100 - 0]}{\frac{2}{2} \cdot 2830}$$

$$F_{yn} = 69,7 \text{ N}$$

Ohybový moment v ose x:

$$M_{xn} = \frac{3 \cdot F_{yn} \cdot l_{max}}{16} \quad (64)$$

$$M_{xn} = \frac{3 \cdot 69,7 \cdot 3000}{16}$$

$$M_{xn} = 3,92 \cdot 10^4 \text{ Nmm}$$

Ohybové napětí v ose x:

$$\sigma_{xn} = \frac{M_{xn}}{W_x} \quad (65)$$

$$\sigma_{xn} = \frac{3,92 \cdot 10^4}{20870}$$

$$\sigma_{xn} = 1,9 \text{ MPa}$$

### b) Namáhání na vzpěr

Při zatížení normální provoz - nakládání se vzpěr nevyskytuje.

### c) Kombinované namáhání

Namáhání na ohyb:

$$\sigma_{mn} = \sigma_{xn} + \sigma_{yn} \quad (66)$$

$$\sigma_{mn} = 1,9 + 33,7$$

$$\sigma_{mn} = 35,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{mn} \leq \sigma_{down}$$

$$35,6 \text{ MPa} < 164 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

### d) Namáhání příruby vodítka na ohyb

$$\sigma_{Fn} = \frac{1,85 \cdot F_{xn}}{c_v^2} \quad (67)$$

$$\sigma_{Fn} = \frac{1,85 \cdot 705,98}{10^2}$$

$$\sigma_{Fn} = 13,06 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fn} \leq \sigma_{down}$$

$$13,06 \text{ MPa} < 164 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

### e) Průhyby

Průhyb vodítka v ose x:

$$\delta_{xn} = 0,7 \cdot \frac{F_{xn} \cdot l_{max}^3}{48 \cdot E \cdot I_y} \quad (68)$$

$$\delta_{xn} = 0,7 \cdot \frac{705,98 \cdot 3000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 530000}$$

$$\delta_{xn} = 2,5 \text{ mm}$$

$$\delta_{xn} \leq \delta_{down}$$

$$2,5 \text{ mm} < 10 \text{ mm} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Průhyb vodítka v ose y:

$$\delta_{yn} = 0,7 \cdot \frac{F_{yn} \cdot l_{max}^3}{48 \cdot E \cdot I_x} \quad (69)$$

$$\delta_{yn} = 0,7 \cdot \frac{69,7 \cdot 3000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1020000}$$

$$\delta_{yn} = 0,1 \text{ mm}$$

$$\delta_{yn} \leq \delta_{down}$$

**0,1 mm < 10 mm → VYHOVUJE**

## **5.5 Zhodnocení výsledků výpočtu vodítek**

Předpokládaná vodítka Savera T90/A vyhovují pro všechny zatěžovací stavy pro vzdálenost kotevních prvků (kotev) vodítek  $l_{\max} = 3000 \text{ mm}$ . Po konzultaci s firmou LIFTMONT CZ s.r.o se jedná o limitující hodnotu maximální vzdálenosti mezi kotvami vodítek pro tento výpočet z důvodu pevnosti spoje kotva-šachta.

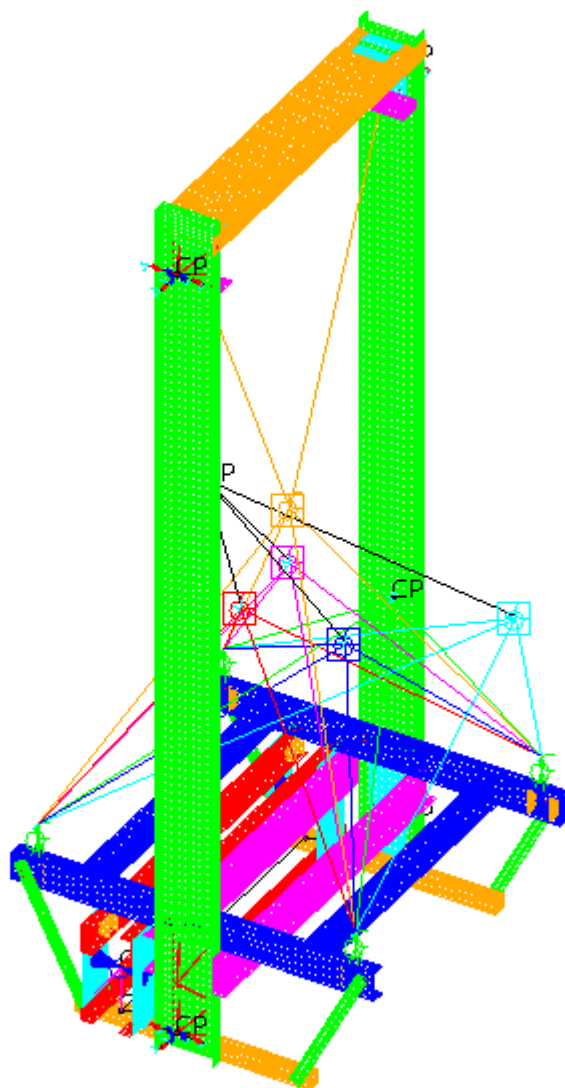
K největšímu průhybu vodítek dochází při režimu normální provoz - nakládání:  $\delta_{xn} = 2,5 \text{ mm}$ , což dle normy ČSN EN 81-1 vyhovuje. Druhá největší hodnota průhybu vodítek nastává při zatěžovacím stavu působení zachycovačů:  $\delta_{yz2} = 1,7 \text{ mm}$ , což opět dle normy ČSN EN 81-1 vyhovuje.

## 6 Pevnostní výpočet

Jedná se o statickou kontrolu při různých zatěžovacích (provozních) stavech. Pevnostní kontrola byla provedena softwarem NX I-DEAS lineární Metodou konečných prvků (MKP) pro skořepinový model.

### 6.1 Popis MKP modelu

Pro potřeby pevnostní analýzy pomocí MKP byl vytvořen model, který uvažuje pouze střednicové plochy (skořepiny) z důvodu značné úspory času při výpočtu (v porovnání s modelem objemovým). Byl použit zjednodušený model rámu klece výtahu, kde vlastnosti šroubových a svarových spojů, vedení klece výtahu, zachycovačů, silentbloků, vodících kladek a čepů byly nahrazeny specifickými prvky, které program obsahuje. Zaoblení jsou z důvodu snížení komplikovanosti zanedbána. Tento skořepinový model je realizován pomocí plošného čtyřuzlového prvku *thin shell*. Vzhledem k celkovým rozměrům konstrukce a na základě doporučení vedoucího diplomové práce byla zvolena velikost stran jednoho elementu (čtverce) 10 mm.



Obr. 6.1 Skořepinový model rámu klece výtahu v prostředí NX I-DEAS

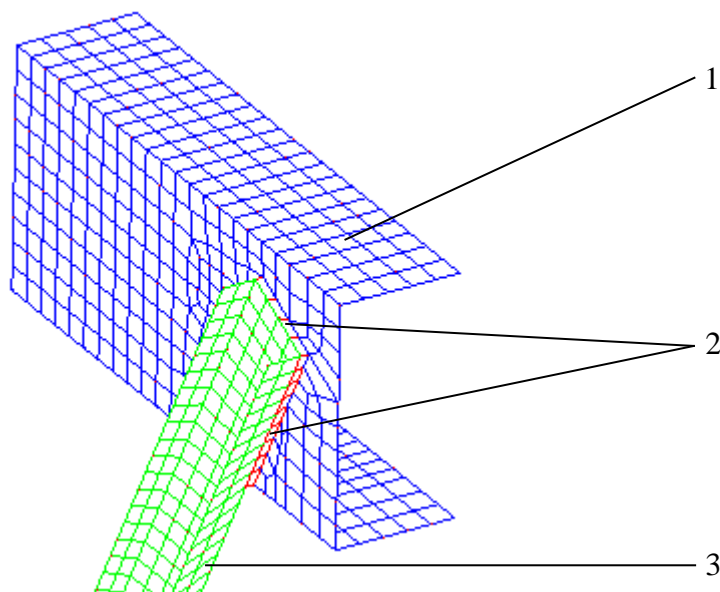
MKP model se skládá z následujících prvků (název: počet):

- *thin shell*: 93029
- *constraint* (*RBE3* prvek): 12
- *rigid*: 104
- *spring*: 16
- *gap*: 12
- *lumped mass*: 6

### 6.1.1 Náhrada šroubových a svarových spojů

Z důvodu náročnosti na modelování a problematiku kontaktní úlohy, s čímž souvisí i dlouhé výpočtové časy, byly všechny šroubové spoje nahrazeny prvky *rigid*. Ten se chová jako dokonale tuhý prvek a nedeformuje se. Z toho vyplývá, že se šrouby při MKP analýze nedeformují a jejich pevnostní kontrola byla provedena v kapitole 6.8.

Jelikož se jedná o skořepinový model, je zapotřebí mezi rovnoběžnými stranami svarově spojených částí v místech svarů vytvořit samostatnou síť této „plošky“. Příklad náhrady svaru je uveden na obr. 6.2 červenou barvou sítě.



Obr. 6.2 Náhrada svaru

1 - síť (mesh) části nosníku podlahy, 2 - síť (mesh) plošky svaru, 3 - síť (mesh) části vzpěry

### 6.1.2 Náhrada vedení klece výtahu

Nahrazení horního a spodního vodítka je provedeno stejným způsobem. Na obr. 6.3 je zobrazena náhrada horního vodítka.

Vnější bodům (uzlům) pružin jsou pomocí vazeb (funkce *restraint*) zamezeny translace ve směru osy vodítka a ve směru na ni kolmé (ve stejné rovině), zatímco zbylé translace a rotace jsou zde povoleny. Další zamezení pohybů vnitřních bodů pružin je patrné

z obrázku (6.3). Tuhosti vodítek jsou nahrazeny prvky typu *spring*, které se chovají jako pružiny. Ty mají přiřazenou tuhost, která vychází ze zatěžovacího stavu, pro který byla vodítka počítána (viz kapitola 5). Z těchto stavů vycházejí síly a průhyby vodítek, ze kterých se dále vypočítají jejich tuhosti (tyto tuhosti jsou rozdílné v ose pohybu kolmému k ose mezi vodítky a v ose vodítek):

$$F = k_v \cdot \delta \quad (70)$$

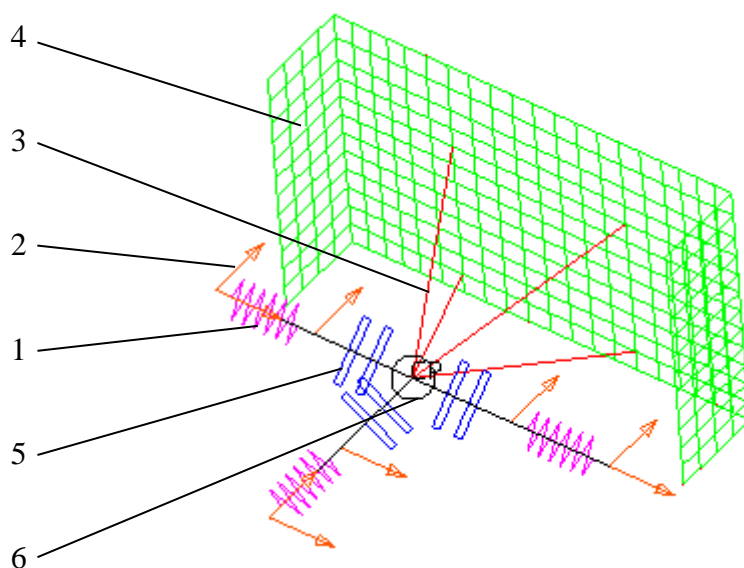
kde:

$k_v$ ...tuhost vodítek [ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$ ]

$\delta$ ...průhyb vodítek [mm]

Pomocí prvků typu *rigid* je spojen střední bod vodítka s uzly sítě rámu. Přibližně v těchto místech je vodící čelist přišroubována ke svislým táhlům. Dále se v této náhradě vyskytují prvky typu *gap*, kterým byla nastavena vzdálenost 0,3 mm.

Na závěr prvek *coupled degree of freedom* (dále jen *coupled DOF*) spojuje prvky *gap*, *spring* a střední bod vodítka a udává, v jakém stavu jsou jejich uzly vůči sobě. Střední bod vodítka byl zvolen jako nezávislý a ostatní uzly na něm závislé. Jako jediný aktivní pohyb byla nastavena translace ve směru pohybu klece výtahu.



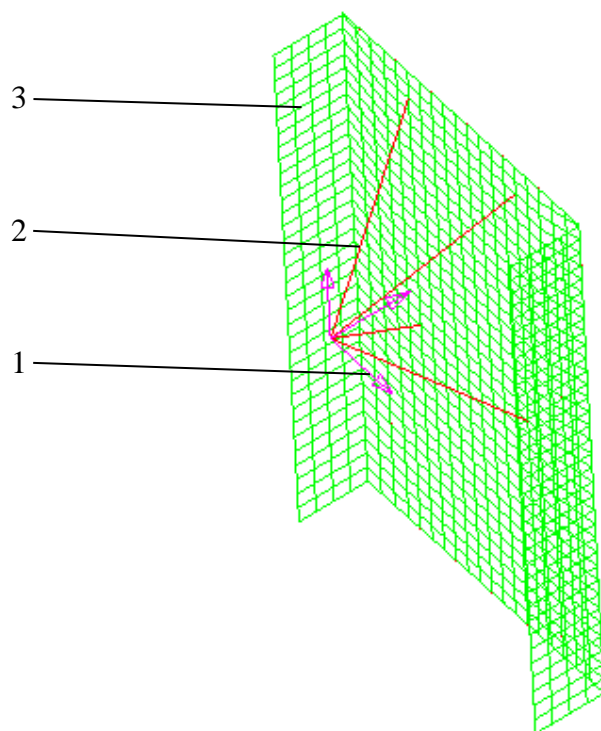
Obr. 6.3 Náhrada horního vodítka

1 - spring, 2 - restraint, 3 - rigid, 4 - síť (mesh) části svislého táhla, 5 - gap, 6 - coupled DOF

### 6.1.3 Náhrada zachycovačů

Náhrada zachycovače je zobrazena na obr. 6.4. Pomocí funkce *restraint* je zamezena translace ve všech třech osách. Stejně jako v případě náhrady vedení klece výtahu je pomocí prvků typu *rigid* spojen střední bod zachycovače s uzly sítě rámu přibližně do míst, kde je zachycovač přišroubován ke svislým táhlům.

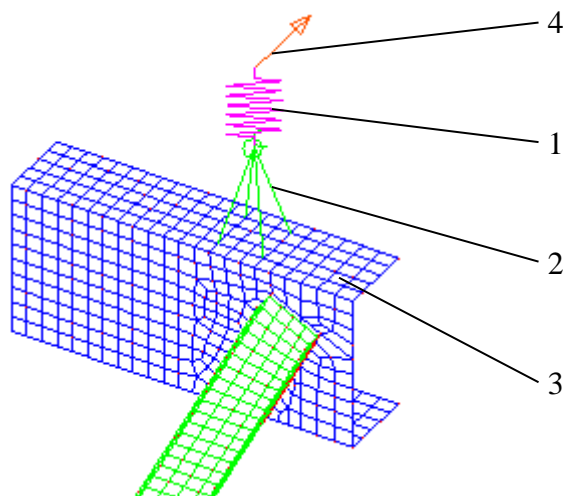




Obr. 6.4 Náhrada zachycovače  
1 - restraint, 2 - rigid, 3 - síť (mesh) části svislého táhla

#### 6.1.4 Náhrada silentbloků

Silentbloky jsou modelovány pomocí prvků typu *spring* a *constraint* (viz obr. 6.5). Na horní uzel je umístěna pružina (náhrada prvkem typu *spring* s přiřazenou tuhostí  $1500 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$ ). Prvek *constraint* spojuje spodní bod pružiny se čtyřmi uzly sítě nosníku podlahy v místech, kde se nachází okraje silentbloků. Z důvodu zajištění kolmosti zatížení od břemene, je na horní bod pružiny umístěna vazba *restraint*, která zamezuje pohyb v ose kolmé na podélnou osu nosníku podlahy.



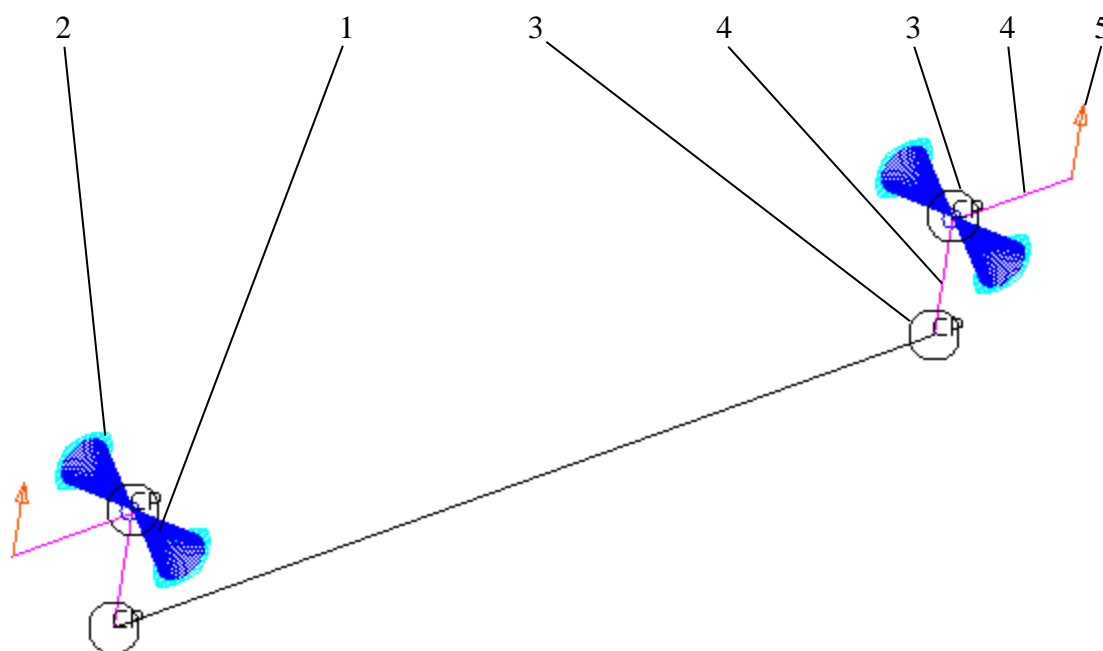
Obr. 6.5 Náhrada silentbloků  
1 - spring, 2 - constraint, 3 - síť (mesh) části nosníku podlahy, 4 - restraint

### 6.1.5 Náhrada čepů a vodících kladek

V místě středu otvoru pro uložení čepu vodící kladky je umístěn uzel, který je spojen pomocí prvku *constraint* na další body (uzly), které se nachází po obvodu otvoru pro čep.

V blízkosti uzlu čepu vodících kladek byl vytvořen bod jako střed vodící kladky, který je prostřednictvím prvku *coupled DOF* svázán s uzlem čepu. Ze středu kladek vedou do dalších uzlů jak v horizontálním tak ve vertikálním směru prvky typu *rigid*, které nahrazují vodící kladky (viz obr. 6.6).

Uzly, které přísluší prvkům *rigid* ve vertikálním směru, jsou navzájem svázány prvkem *coupled DOF*, a to tak, že jim je povolen pouze jeden pohyb - translace v ose kolmé na podélnou osu čepu vodící kladky. Na uzly prvků typu *rigid* v horizontálním směru je prostřednictvím funkce *restraint* zamezen pohyb ve svislém směru (ve směru jízdy). Tato náhrada platí pro oba čepy a obě vodící kladky, protože jsou identické.



Obr. 6.6 Náhrada čepů a vodících kladek

1 - constraint, 2 - síť (mesh) části plochy nacházející se v okolí otvoru pro čep, 3 - coupled DOF, 4 - rigid, 5 - restraint

## 6.2 Okrajové podmínky pro zatěžovací stavy

### 6.2.1 „Restraint sety“

Při přípravě modelu k následnému výpočtu jednotlivých zatěžovacích stavů bylo zapotřebí vytvořit dvě skupiny vazeb, tzv. *restraint sety*. Pro každý stav je aktivní vždy jeden *restraint set* (viz str. 59 tab. 6.1), kde aktivní *restraint set* je označen oranžovou barvou. Jediné, co je pro oba *restraint sety* společné, jsou prvky a funkce, kterými jsou provedeny vazby vodících čelistí (viz kapitola 6.1.2).

Při režimech rozjezd výtahu, normální provoz - jízda a normální provoz - nakládání má rám vazby vzhledem k okolí řešeny pomocí funkce *restraint*, a to ve spodní části rámu klece výtahu - náhrada vodičích kladek (viz kapitola 6.1.5). Pro zatěžovací stav působení zachycovačů jsou tyto vazby umístěny opět do spodní části klece, tentokrát však do míst, kde jsou ke svislým táhlům připevněny zachycovače (viz kapitola 6.1.3).

### **Restraint set 1**

Představuje umístění a provedení vazeb pro následující zatěžovací stavy: rozjezd výtahu, normální provoz - jízda, normální provoz - nakládání.

### **Restraint set 2**

Představuje umístění a provedení vazeb pro stav působení zachycovačů.

## **6.2.2 „Constraint sety“**

Pro simulaci zatížení rámu bylo použito šest prvků (hmot) typu *lumped mass*. Jedna z těchto hmot nahrazuje vliv od hmotnosti kabiny s příslušenstvím, zbylých pět reprezentuje zatížení od přepravovaných osob. Tyto hmoty jsou různě rozmístěny vůči rámu a pomocí prvků *constraint* a *coupled DOF* jsou připojeny k rámu přes silentbloky. Kabina je dále přes prvky *constraint* připojena k držáku kabiny, který se nachází v horní části klece výtahu.

Aby byla vždy aktivní jen jedna hmota, která působí na rám a dalo se mezi jednotlivými hmotami přepínat, bylo vytvořeno pět *constraint setů*. V každém z případů je k danému prvku (elementu) prostřednictvím prvku *coupled DOF* připojena jen jedna hmota, a to konkrétně ta, pro kterou bude proveden patřičný výpočet (pro kterou je nastavený příslušný *constraint set*). Jednotlivé *constraint sety* jsou uspořádány do tab. 6.1 (viz str. 59), kde aktivní *constraint set* je zvýrazněn modrou barvou. Zbylé hmoty jsou stejným způsobem pomocí prvku *coupled DOF* spojeny s prvkem, který má zamezeny posuvy a rotace ve všech směrech (osách). Toto se netýká hmoty reprezentující podlahu a kabinu včetně příslušenství, protože působí na rám permanentně.

### **Constraint set 1**

V tomto případě zatížení rámu je aktivní hmota  $M_1$  (viz str. 61 obr. 6.7).

### **Constraint set 2**

V této variantě zatížení rámu je aktivní hmota  $M_2$  (viz str. 61 obr. 6.7).

### **Constraint set 3**

V tomto případě zatížení rámu je aktivní hmota  $M_3$  (viz str. 61 obr. 6.7).

### **Constraint set 4**

V tomto případě zatížení rámu je aktivní hmota  $M_4$  (viz str. 61 obr. 6.7).

### **Constraint set 5**

V této variantě zatížení rámu je aktivní hmota  $M_5$  (viz str. 61 obr. 6.7).

### 6.2.3 „Load sety“

Pro úplnost okrajových podmínek bylo zapotřebí dále zadat pro jednotlivé zatěžovací stavy příslušná zrychlení. Gravitační zrychlení působí na rám permanentně a jeho hodnota se nemění ( $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ ). Ostatní zrychlení jsou specifická pro konkrétní zatěžovací stavy a jsou obsaženy v příslušném *load setu*. Jednotlivé *load sety* jsou uspořádány do tab. 6.1 (viz str. 59), kde aktivní *load set* je zvýrazněn zelenou barvou.

#### Load set 1

Zatěžovací stavy normální provoz - jízda a normální provoz - nakládání jsou uvažovány při konstantní rychlosti klece, tzn. jako by výtah stál. Z toho důvodu bylo zvoleno zrychlení  $a_1 = 0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ .

#### Load set 2

V tomto případě bylo zvoleno zrychlení  $a_2 = 1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ , které působí při režimu rozjezd výtahu. Byl uvažován rozjezd výtahu směrem nahoru, protože v této variantě dochází k větším hodnotám napětí a deformace. Hodnota zrychlení je pouze orientační, protože se odvíjí od charakteristik použitého motoru s převodovkou a firma LIFTMONT CZ s.r.o v průběhu zpracovávání této diplomové práce nevěděla, jaký konkrétní typ motoru bude použit.

#### Load set 3

Norma ČSN EN 81-1 udává, že při zatěžovacím stavu působení zachycovačů dojde k jejich vybavení se zpomalením  $(0,2 \div 1) \cdot g$ . Po domluvě s odborným konzultantem panem Ing. Petrem Jedelským, byla pro výpočet zvolena nejvyšší možná hodnota zpomalení, tj.  $a_3 = 1 \cdot g$ .

### 6.2.4 Zatěžovací stavy

Zkompletováním okrajových podmínek (viz kapitola 6.2) bylo vytvořeno třináct variant zatěžovacích stavů, které byly použity pro pevnostní analýzu pomocí MKP. Tyto stavy jsou zaznamenány v tab. 6.1.

Tab. 6.1 Zatěžovací stavy se všemi přiřazenými okrajovými podmínkami

Zatěžovací stav	Použitý restraint set		Použitý constraint set					Použitý load set		
	1	2	1	2	3	4	5	1	2	3
Rozjezd výtahu 1										
Rozjezd výtahu 2										
Rozjezd výtahu 3										
Rozjezd výtahu 4										
Normální provoz - jízda 1										
Normální provoz - jízda 2										
Normální provoz - jízda 3										
Normální provoz - jízda 4										
Normální provoz - nakládání										
Působení zachycovačů 1										
Působení zachycovačů 2										
Působení zachycovačů 3										
Působení zachycovačů 4										

## 6.3 Rozložení zatížení

### 6.3.1 Zatížení klece výtahu od hmotnosti osob dle normy ČSN EN 81-1

Aby se zabránilo přetížení klece osobami, musí být užitná plocha klece výtahu omezena. K tomu účelu je v tab. 6.2 uveden vztah mezi nosností a největší užitnou plochou klece. [7]

Dle zmíněné tabulky zadané nosnosti 675 kg odpovídá největší užitná plocha klece 1,75 m<sup>2</sup>.

Největší užitná plocha klece:

$$S_{už} = D_x \cdot D_y \quad (71)$$

$$S_{už} = 1500 \cdot 1160$$

$$S_{už} = 1740000 \text{ mm}^2 = 1,74 \text{ m}^2$$

Tab. 6.2 Závislost nosnosti na největší užité ploše klece výtahu, zdroj [7]

Nosnost kg (hmotnost)	Největší užité plocha klece m <sup>2</sup>	Nosnost kg (hmotnost)	Největší užité plocha klece m <sup>2</sup>
100 <sup>1)</sup>	0,37	900	2,20
180 <sup>2)</sup>	0,58	975	2,35
225	0,70	1000	2,40
300	0,90	1050	2,50
375	1,10	1125	2,65
400	1,17	1200	2,80
450	1,30	1250	2,90
525	1,45	1275	2,95
600	1,60	1350	3,10
630	1,66	1425	3,25
675	1,75	1500	3,40
750	1,90	1600	3,56
800	2,00	2000	4,20
825	2,05	2500 <sup>3)</sup>	5,00
<sup>1)</sup> minimálně pro výtah pro jednu osobu <sup>2)</sup> minimálně pro výtah pro dvě osoby <sup>3)</sup> při více než 2500 kg je třeba přidat 0,16 m <sup>2</sup> na každých 100 kg Pro mezihodnoty nosnosti se plocha lineárně interpoluje.			

Dalším parametrem je určení počtu osob, které se mohou v daném výtahu přepravovat. Počet přepravovaných osob se zjistí z rovnice (72), přičemž se výsledek, jak udává [7] zaokrouhlí na nejbližší nižší celé číslo.

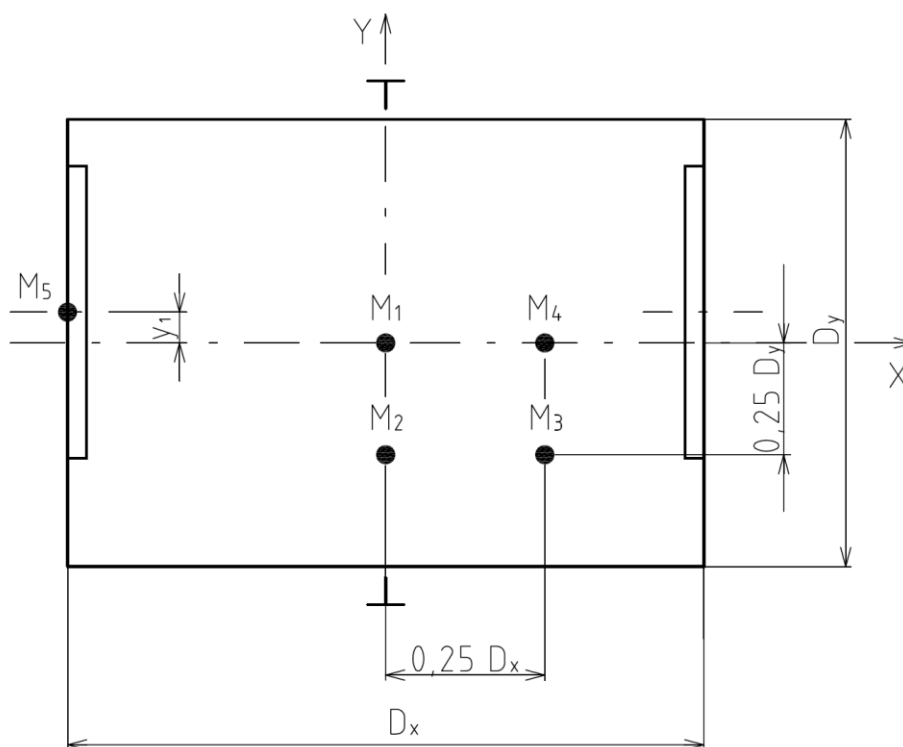
Počet osob:

$$\frac{\text{nosnost}}{75} = \frac{675}{75} = 9 \text{ osob} \quad (72)$$

### 6.3.2 Zatížení klece výtahu určené pro MKP analýzu

Jednotlivé hmoty  $M_1 \div M_5$  reprezentují zatížení od cestujících, které jsou přepravovány ve výtahu včetně jejich nákladu (viz obr. 6.7). Ve zmíněných hmotách není začleněna hmotnost podlahy a kabiny s příslušenstvím ( $M_k$ ) z důvodu neměnnosti souřadnice těžiště. Hmotu  $M_k$  reprezentuje hmotnost 521 kg.

Pro správnost výpočtu musí být společně s hmotou  $M_k$  nadefinovány jednotlivé momenty setrvačnosti k těžištní ose  $I_{xx}$ ,  $I_{yy}$ ,  $I_{zz}$ ,  $I_{xz}$ ,  $I_{xy}$  a  $I_{yz}$  (zjištěny pomocí programu Autodesk Inventor 2009).



Obr. 6.7 Rozmístění jednotlivých hmot  $M_1 \div M_5$

### Hmota $M_1$

Tato hmota reprezentuje nosnost výtahu  $Q = 675$  kg zvýšenou dle normy ČSN EN 81-1 o 25 % na hodnotu  $Q_p = 844$  kg. Navýšení nosnosti je provedeno z důvodu bezpečnosti pro případ přetížení výtahu.

### Hmoty $M_2 \div M_4$

Použitím těchto hmot bylo dosaženo asymetrického zatížení rámu klece výtahu. Hodnoty hmot  $M_2 \div M_4$  byly regulovány z důvodu jejich přemístění z geometrického středu plochy podlahy klece na určenou velikost. Velikost hmot  $M_2 \div M_4$  byla zvolena jako polovina hodnoty nosnosti výtahu navýšené o 25 % ( $M_1/2 = 422$  kg).

### Hmota $M_5$

Tuto variantu předepisuje norma ČSN EN 81-1. Hmota  $M_5$  byla použita pouze v zatěžovacím stavu normální provoz - nakládání. Souřadnice byly umístěny do středu prahu kabinových dveří. Velikost hmoty  $M_5$  je dle zmíněné normy rovna součinu  $0,4 \cdot Q_p = 338$  kg.

Tab. 6.3 Shrnutí hodnot a poloh zatížení od jednotlivých hmot

	M <sub>1</sub>	M <sub>2</sub>	M <sub>3</sub>	M <sub>4</sub>	M <sub>5</sub>
Přiřazená hmotnost [kg]	844	422	422	422	338
Souřadnice x [mm]	0	0	375	375	-750
Souřadnice y [mm]	0	-290	-290	0	100

## 6.4 Výpočet mezních stavů únosnosti

### Ocel 11 373 (S 235)

Výpočet mezních stavů únosnosti byl proveden dle normy ČSN 73 1401 : Navrhování ocelových konstrukcí [6] pro ocel 11 373 (třída oceli S 235 dle normy ČSN EN 100 27).

R <sub>e</sub>	hodnota meze kluzu oceli 11 373 (S 235) [MPa] (tab. 4 [6])	R <sub>e</sub> = 235 MPa
γ <sub>M2</sub>	dílčí součinitel spolehlivosti materiálu pro průřezy oslabené dírami pro šrouby [-] (tab. 12 [6])	γ <sub>M2</sub> = 1,25

Návrhová pevnost oceli 11 373 odvozená od meze kluzu:

$$f_{yd} = \frac{R_e}{\gamma_{M2}} \quad (73)$$

$$f_{yd} = \frac{235}{1,25}$$

$$f_{yd} = 188 \text{ MPa}$$

Hodnota návrhové pevnosti odvozené od meze kluzu pro ocel 11 373 ( $f_{yd}$ ) je zvolena jako porovnávací napětí pro všechna zobrazení výsledků pevnostní analýzy vytvořené v programu NX I-DEAS (kapitola 6.5).

## 6.5 Výsledky MKP analýzy

Pro každý ze zatěžovacích stavů: rozjezd výtahu, normální provoz - jízda, normální provoz - nakládání a působení zachycovačů, je v technické zprávě uvedena vždy jen varianta zatížení, při které dochází k největším hodnotám napětí na konstrukci. Ve všech zmíněných režimech se jedná o zatížení od hmoty M<sub>1</sub>. Výjimkou je zatěžovací stav normální provoz - nakládání, kterému přísluší pouze zatížení od hmoty M<sub>5</sub>. Zbylé varianty zatížení jsou uvedeny v příloze.

Redukované napětí je určeno podle teorie HMM. V programu NX I-DEAS se tato teorie nazývá Von Mises. Všechny výsledky pevnostní analýzy jsou zobrazeny na modelu v deformovaném stavu s měřítkem deformace 10:1.

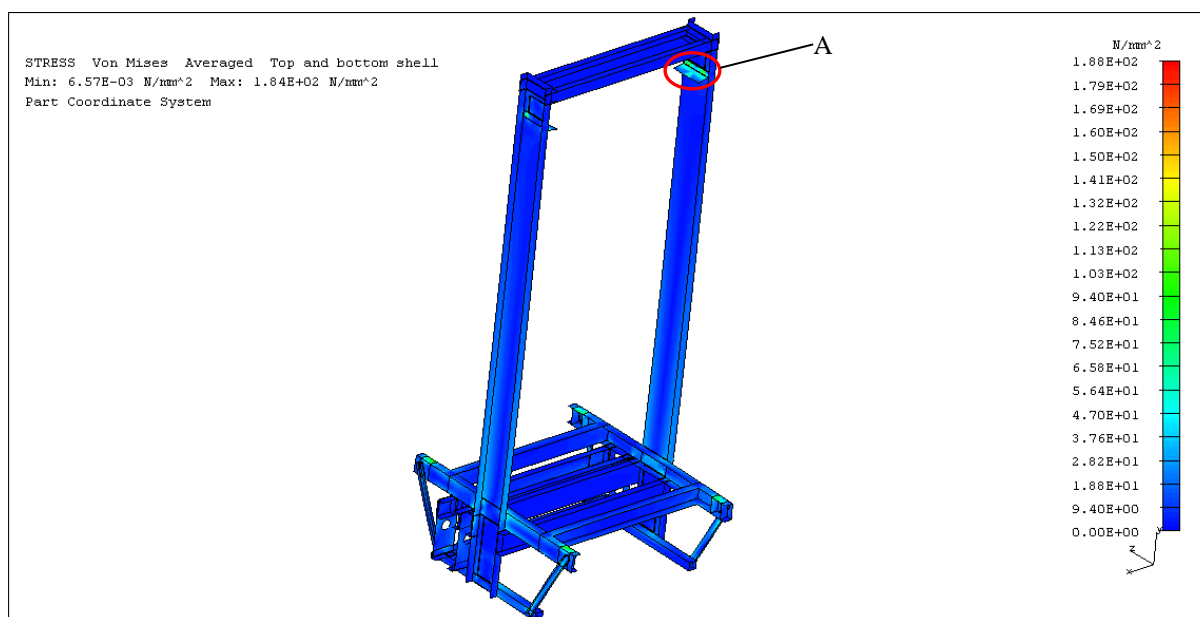


Na stupnici, která je zobrazena v pravé části obrázku, byla nastavena jako maximální dovolená hodnota napětí hodnota návrhové pevnosti odvozená od meze kluzu  $f_{yd} = 188 \text{ MPa}$ . Tato návrhová pevnost byla spočtena v kapitole 6.4.

Pro zobrazení deformací byla na stupnici jako maximální hodnota deformace zvolena hodnota 4 mm.

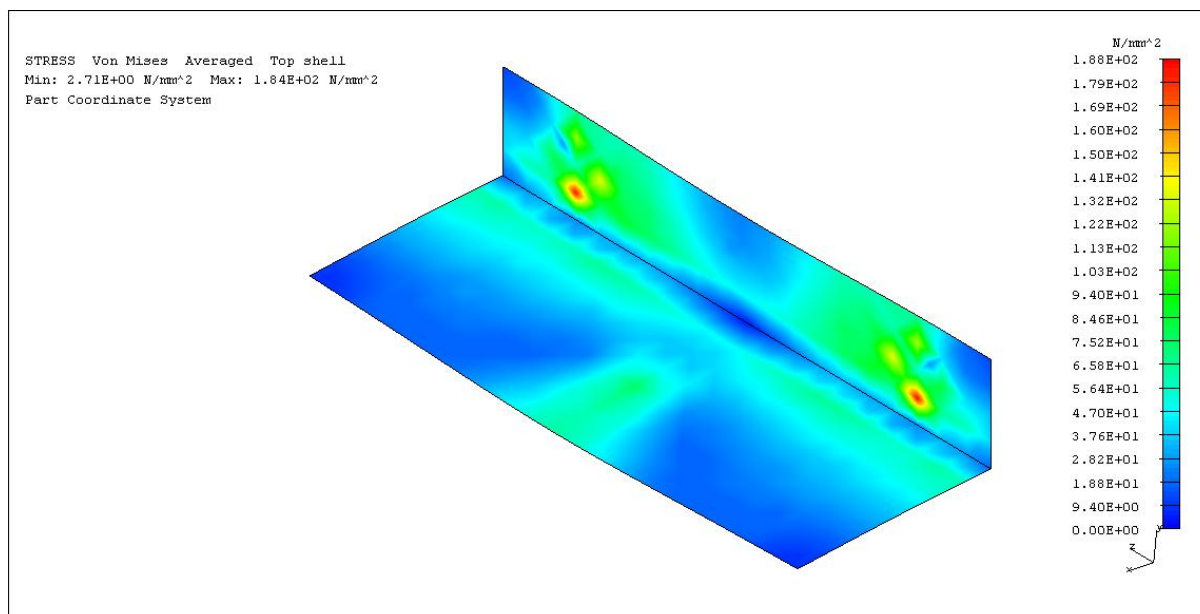
### 6.5.1 Rozjezd výtahu

Maximální hodnoty napětí se vyskytují v horní části rámu klece a to konkrétně v místech uchycení držáku kabiny ke svislým táhlům (detail A - viz obr. 6.8).



Obr. 6.8 Celý rám; rozjezd výtahu 1;  $\sigma$  podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní i spodní strana skořepinového modelu; max. napětí 184 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

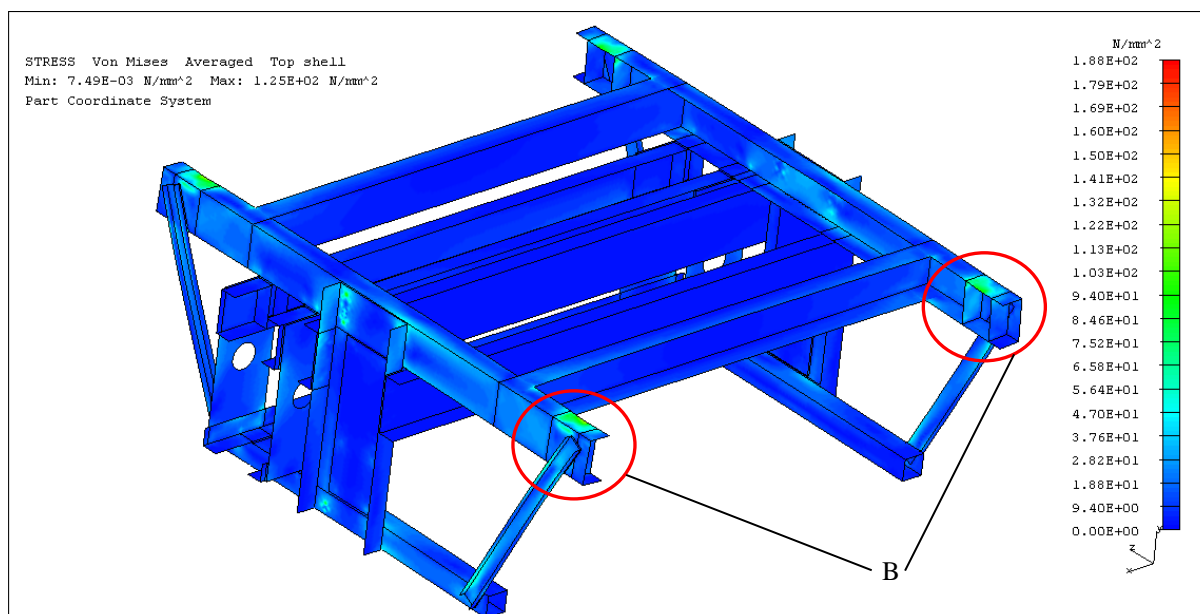
Na obr. 6.9 je zobrazen detail A - držák kabiny. V místech uchycení držáku kabiny ke svislému táhlu se vyskytují napěťové špičky (místa koncentrace napětí). To je způsobeno nedokonalou náhradou šroubových spojů prvkem *rigid*, který se chová jako dokonale tuhý prvek. Ve skutečnosti zmíněná napětí budou podstatně menší. Napětí na držáku kabiny **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti odvozené od meze kluzu  $f_{yd}$ .



Obr. 6.9 Držák kabiny; rozjezd výtahu 1;  $\sigma$  podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. napětí 184 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

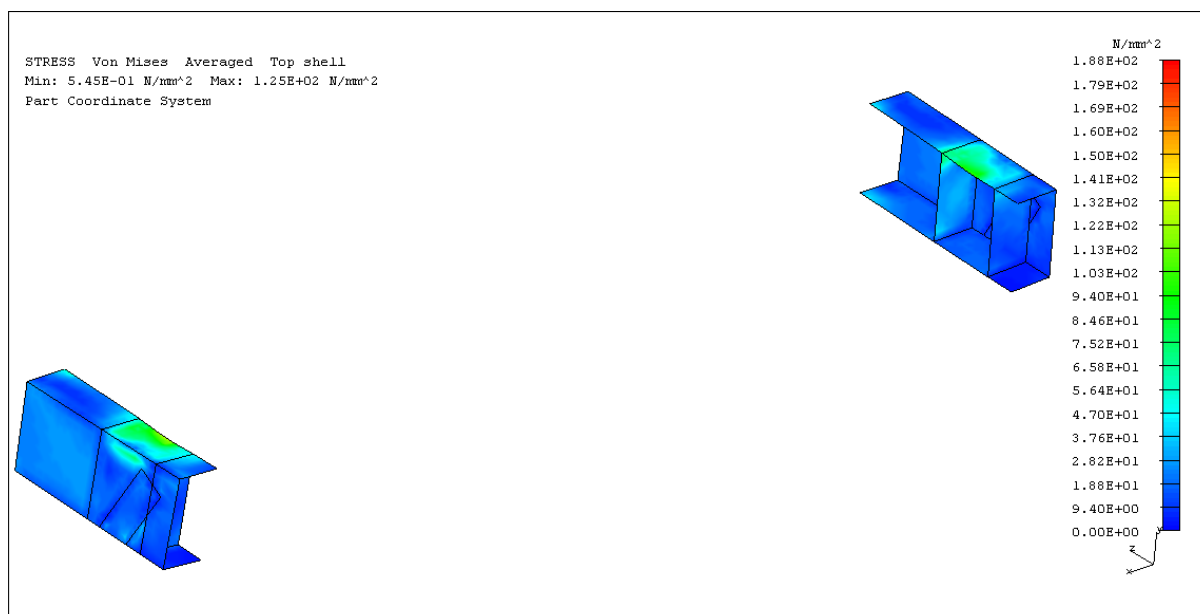
Na obr. 6.10 je zobrazena spodní část rámu klece výtahu, kde se vyskytuje druhé nejvíce namáhané místo na konstrukci. Jedná se o místa na nosnících podlahy v oblasti umístění silentbloků na opačné straně rámu, než se nachází výztuhy pro uložení vodících kladek (detail B).

V tomto případě je zmíněné místo výskytu napětí adekvátní a reálné v porovnání s výskytem napěťových špiček u držáku kabiny.



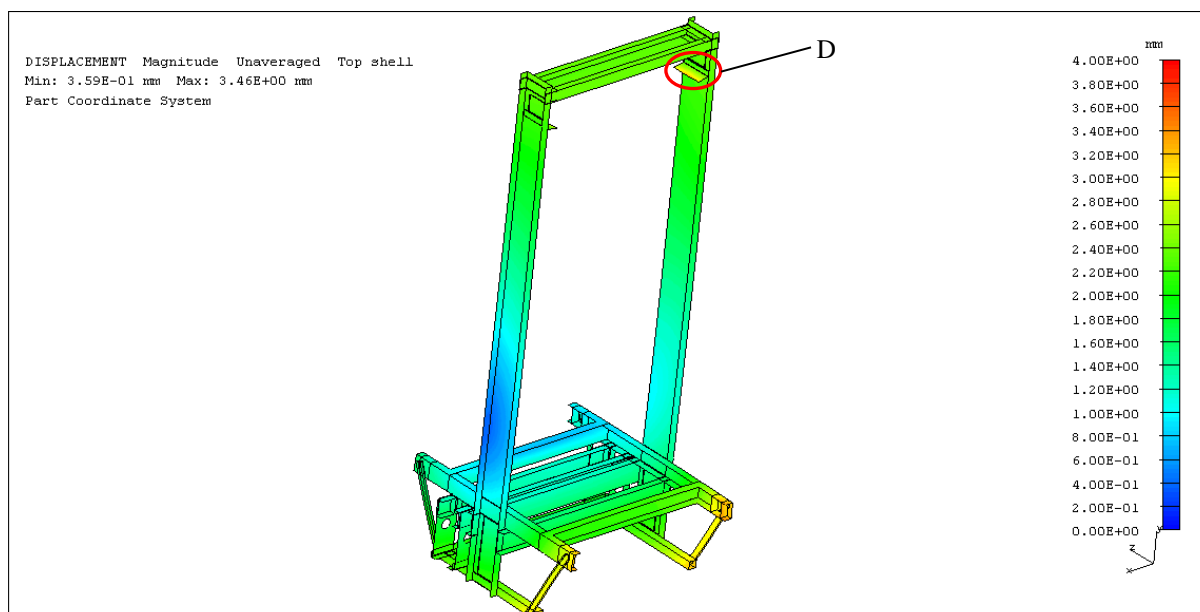
Obr. 6.10 Spodní část rámu; rozjezd výtahu 1;  $\sigma$  podle teorie HMM; deformovaný stav (měřítko deformace 10); vrchní strana skořepinového modelu; max. napětí 125 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

Na obr. 6.11 je uveden detail B - nejvíce namáhaná místa na spodní části rámu klece výtahu. Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti odvozené od meze kluzu  $f_{yd}$ . Více viz **Příloha 1**.



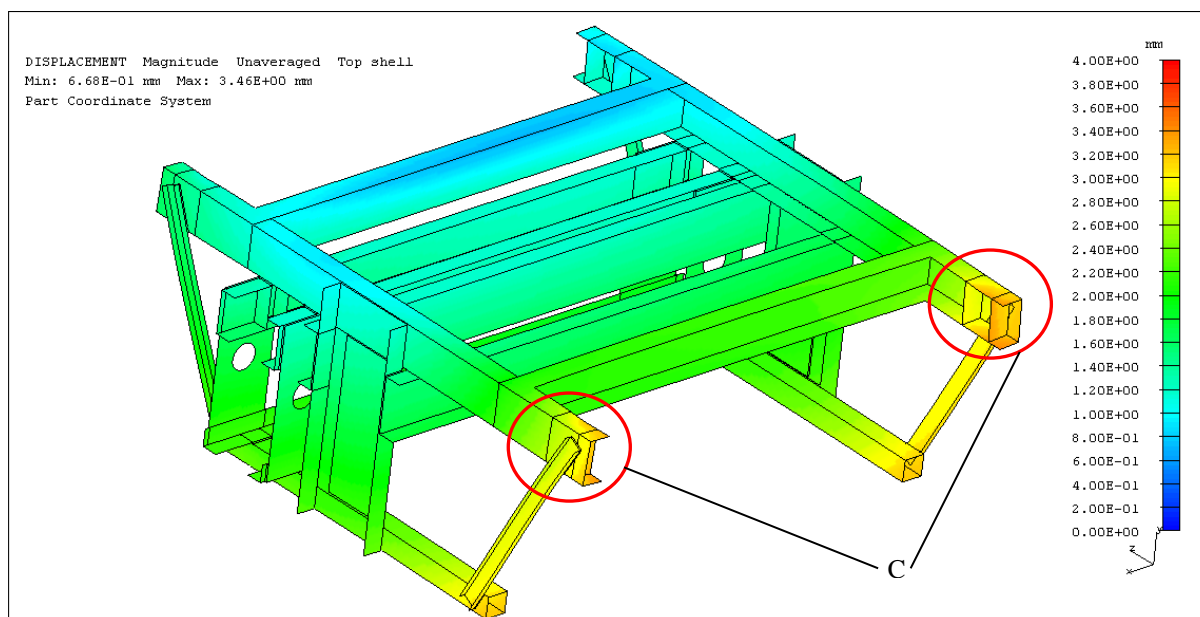
Obr. 6.11 Nejvíce namáhaná místo na spodní části rámu; rozjezd výtahu 1;  $\sigma$  podle teorie HMH; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. napětí 125 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

Maximální hodnoty deformace na konstrukci se vyskytují ve spodní části rámu klece výtahu (viz obr. 6.12).



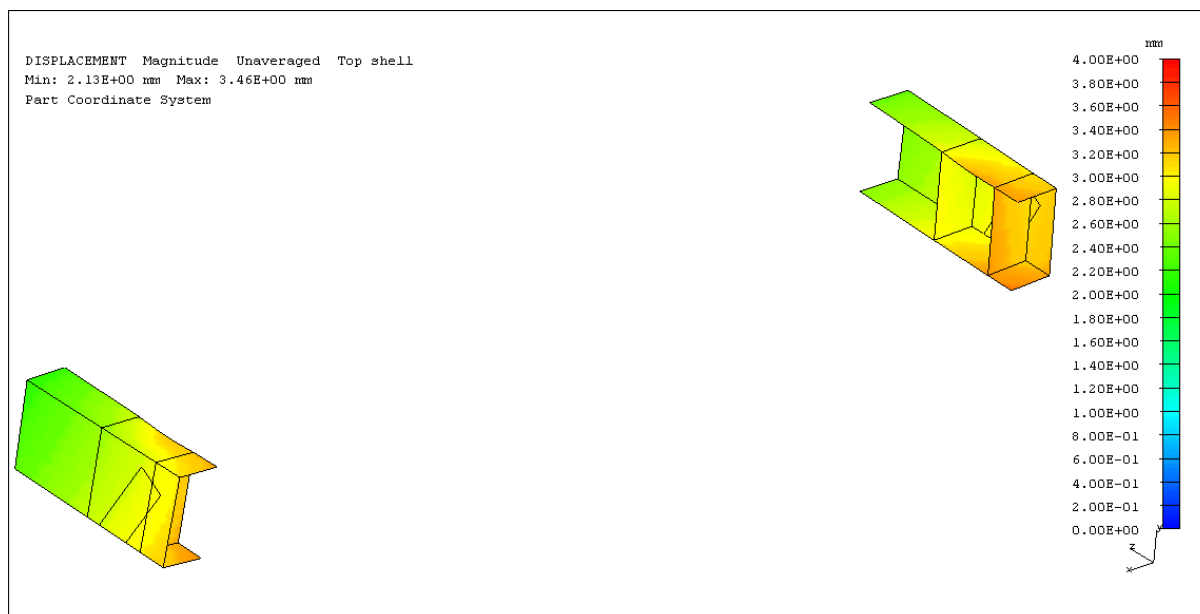
Obr. 6.12 Celý rám; rozjezd výtahu 1; deformace na rámu; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. deformace 3,46 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

Pro zlepšení názornosti jsou největší deformace zobrazeny na obr. 6.13 pouze na spodní části rámu klece výtahu. Nejvíce deformovaná místa se nachází na spodních volných hranách nosníku podlahy a v jejich okolí (detail C). Dále pak na žebrech vyztužujících nosník podlahy, nosníku nárazníku a vzpěře, jak je patrné z obrázku (6.13).



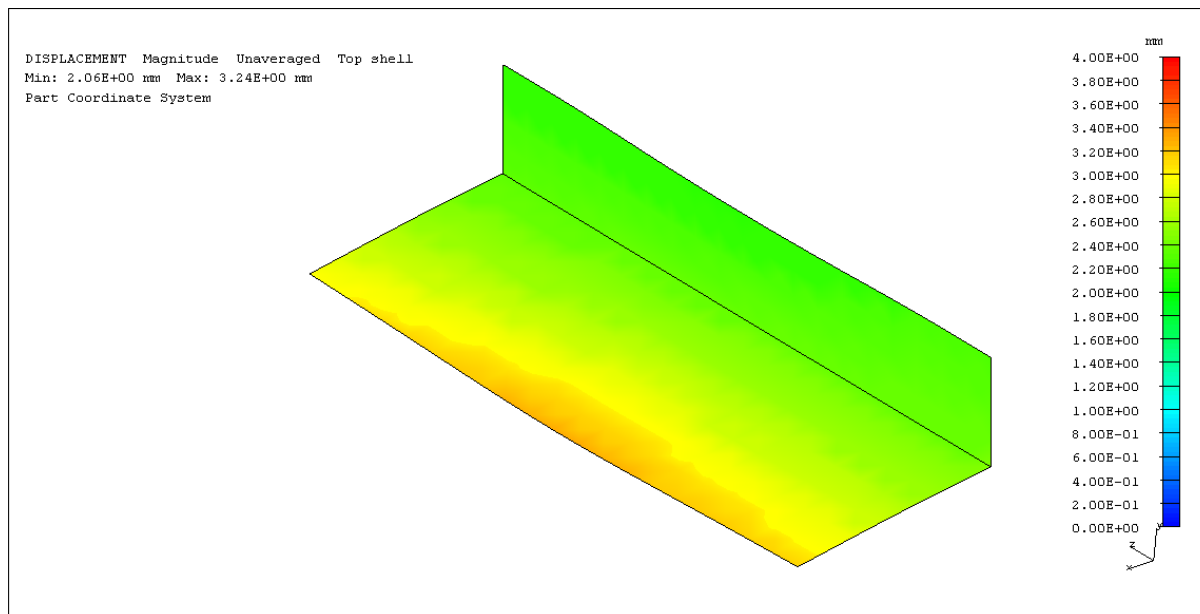
Obr. 6.13 Spodní část rámu; rozjezd výtahu 1; deformace na rámu; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. deformace 3,46 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

Na obr. 6.14 je zobrazen detail C - nejvíce deformovaná místa rámu.



Obr. 6.14 Nejvíce deformovaná místa na rámu; rozjezd výtahu 1; deformace na rámu; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. deformace 3,46 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

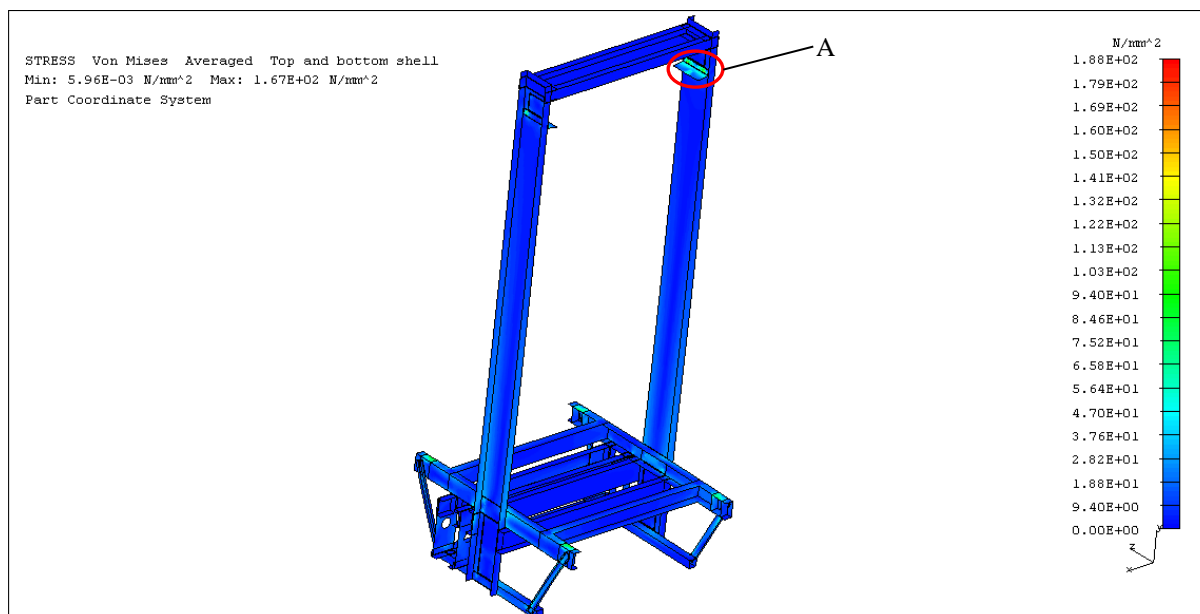
V horní části rámu klece výtahu se nejvíce namáhané místo nachází na volných hranách horizontální části držáku kabiny (detail D - viz obr. 6.15). K této části držáku je přišroubována kabina výtahu. Tyto deformace budou menší, protože ve skutečnosti je kabina reprezentována ocelovým rámem, který zmíněné deformace na volných hranách sníží. Více viz **Příloha 2**.



Obr. 6.15 Držák kabiny; rozjezd výtahu 1; deformace na rámu; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. deformace 3,24 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

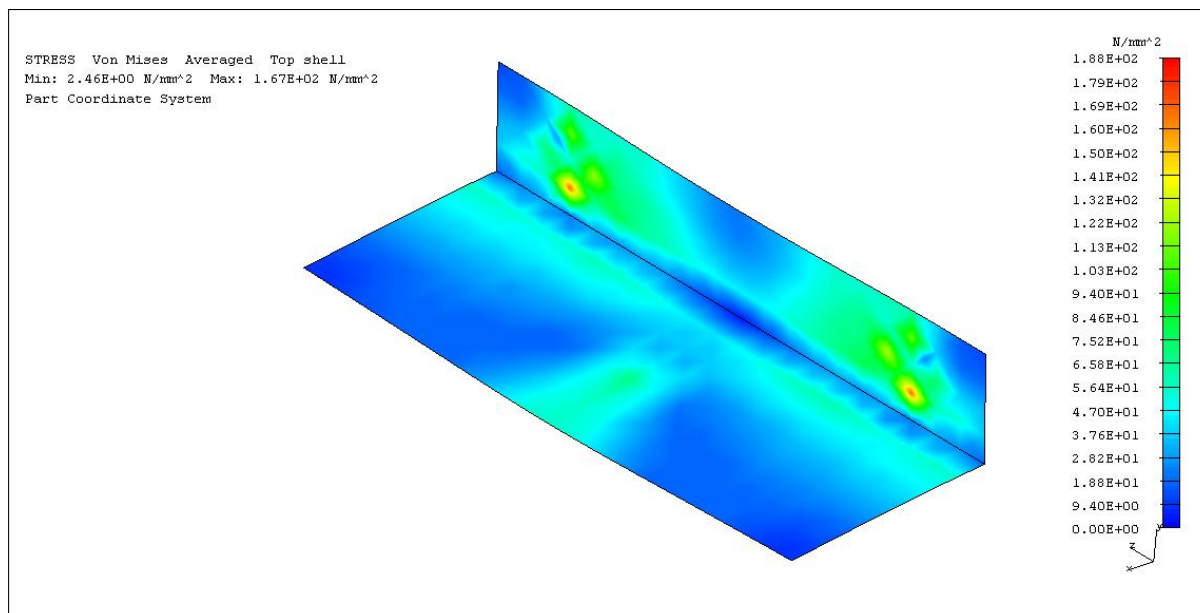
### 6.5.2 Normální provoz - jízda

Maximální hodnoty napětí se vyskytují v horní části rámu klece, a to konkrétně v místech uchycení držáku kabiny ke svislým táhlům (detail A - viz obr. 6.16).



Obr. 6.16 Celý rám; normální provoz - jízda 1;  $\sigma$  podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní i spodní strana skořepinového modelu; max. napětí 167 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

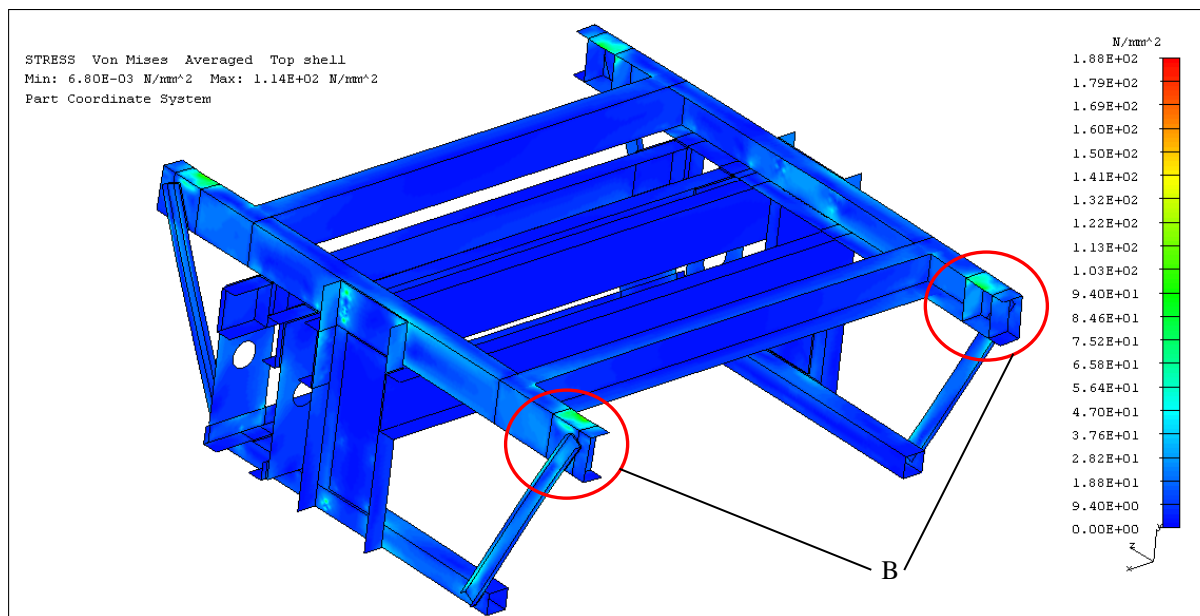
Na obr. 6.17 je zobrazen detail A - držák kabiny. V místech uchycení držáku kabiny ke svislému táhlu se vyskytují napěťové špičky (místa koncentrace napětí). To je způsobeno nedokonalou náhradou šroubových spojů prvkem *rigid*, který se chová jako dokonale tuhý prvek. Ve skutečnosti zmíněná napětí budou podstatně menší. Napětí na držáku kabiny **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti odvozené od meze kluzu  $f_{yd}$ .



Obr. 6.17 Držák kabiny; normální provoz - jízda 1;  $\sigma$  podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. napětí 167 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

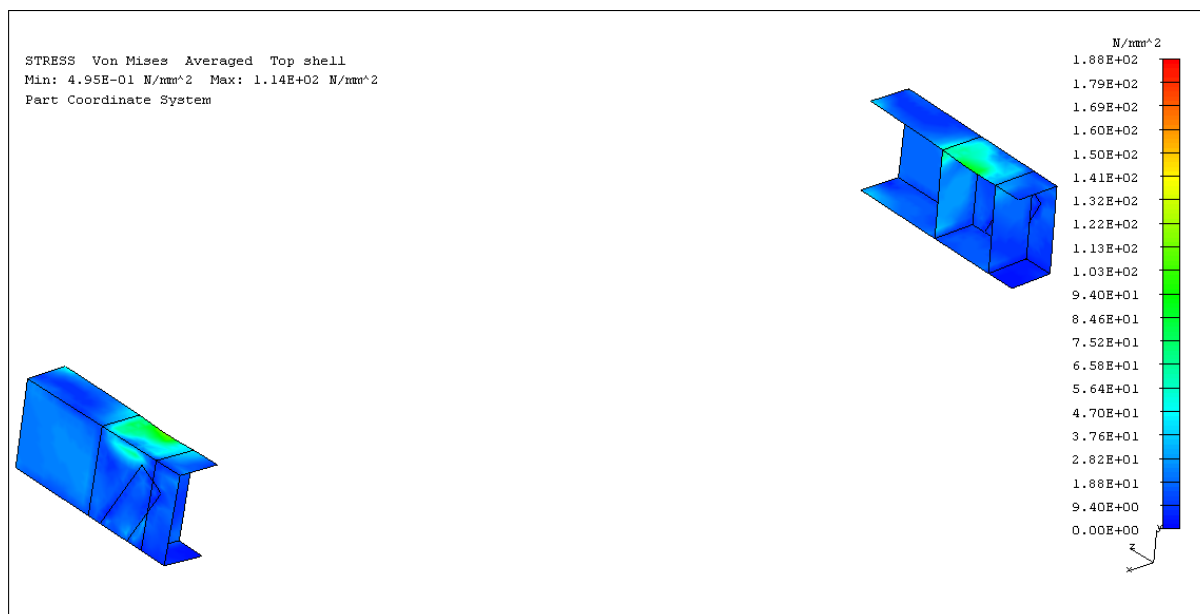
Na obr. 6.18 je zobrazena spodní část rámu klece výtahu, kde se vyskytuje druhé nejvíce namáhané místo na konstrukci. Jedná se o místa na nosnících podlahy v oblasti umístění silentbloků na opačné straně rámu, než se nachází výztuhy pro uložení vodících kladek (detail B).

V tomto případě jsou zmíněná místa výskytu napětí adekvátní a reálná v porovnání s výskytem napěťových špiček u držáku kabiny.



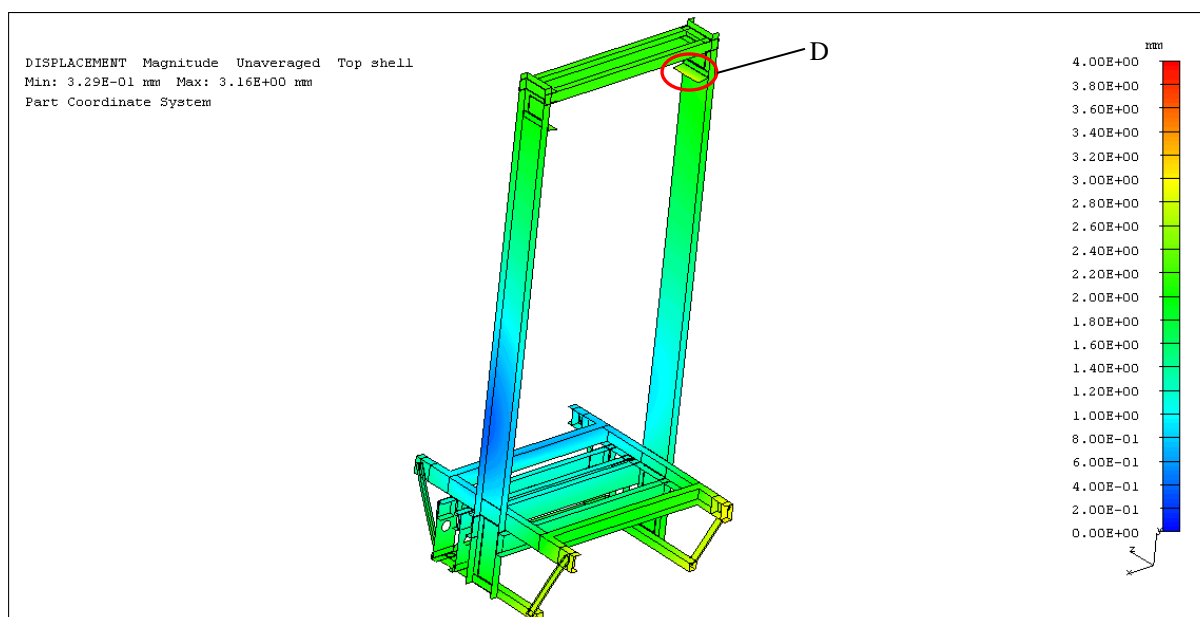
Obr. 6.18 Spodní část rámu; normální provoz - jízda 1;  $\sigma$  podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. napětí 114 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

Na obr. 6.19 je uveden detail B - nejvíce namáhaná místa na spodní části rámu klece výtahu. Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti odvozené od meze kluzu  $f_{yd}$ . Více viz **Příloha 9**.



Obr. 6.19 Nejvíce namáhaná místa na spodní části rámu; normální provoz - jízda 1;  $\sigma$  podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. napětí 114 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

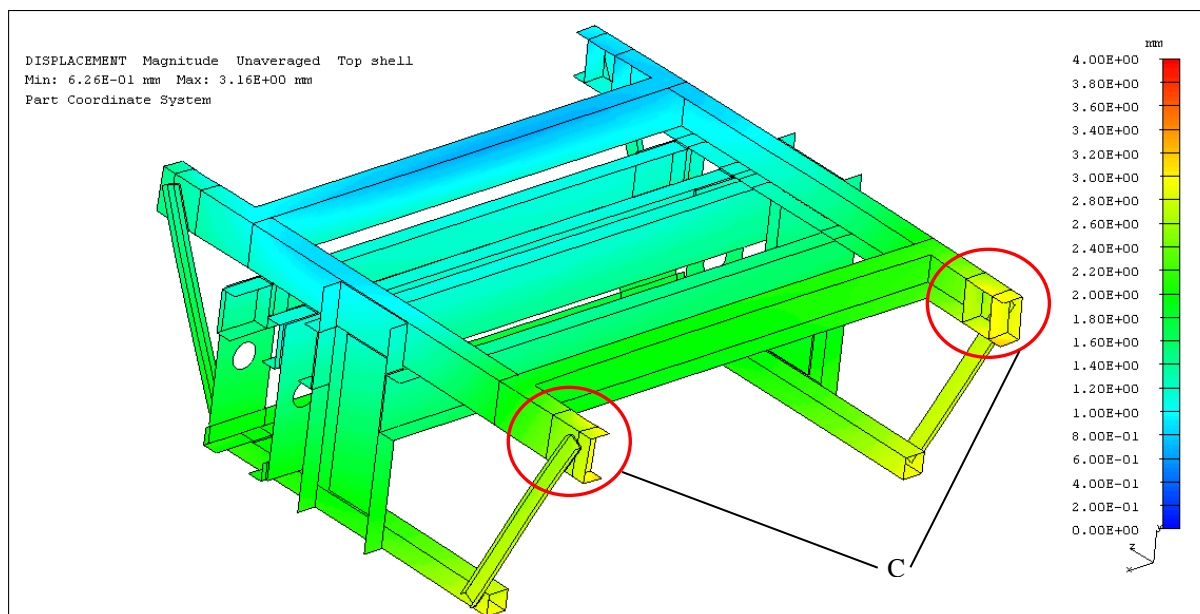
Maximální hodnoty deformace na konstrukci se vyskytují ve spodní části rámu klece výtahu (viz obr. 6.20).



Obr. 6.20 Celý rám; normální provoz - jízda 1; deformace na rámu; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. deformace 3,16 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

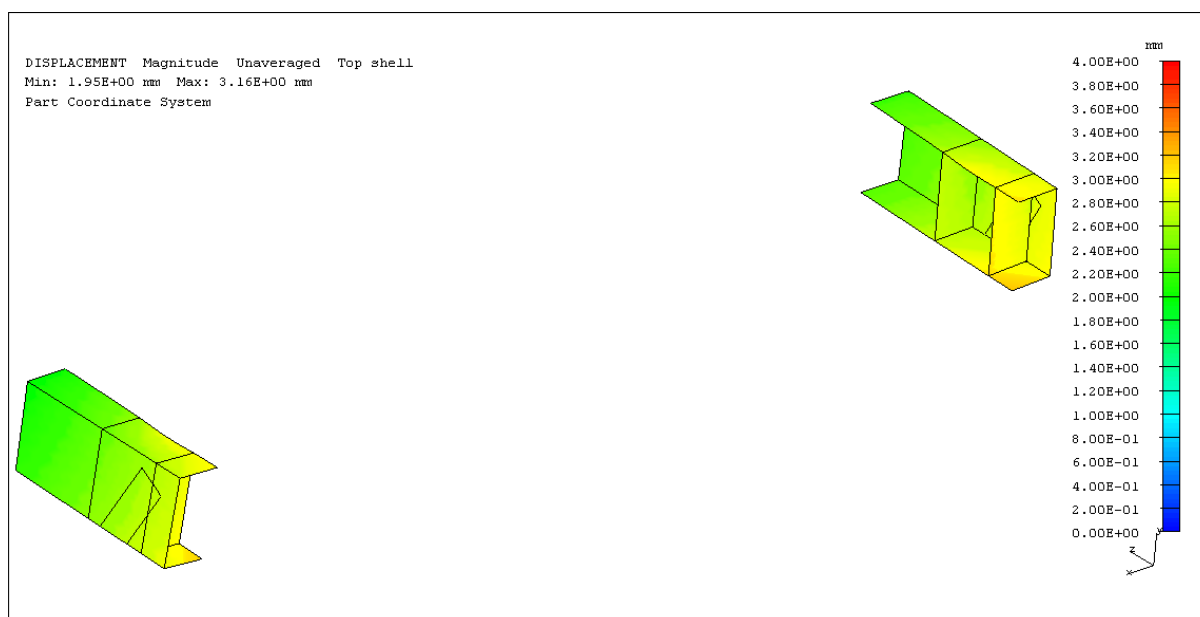
Pro zlepšení názornosti jsou největší deformace zobrazeny na obr. 6.21, pouze na spodní části rámu klece výtahu. Nejvíce deformovaná místa se nachází na spodních volných hranách nosníku podlahy a v jejich okolí (detail C). Dále pak na žebrech vyztužujících nosník podlahy, nosníku nárazníku a vzpěře, jak je patrné z obrázku (6.21).





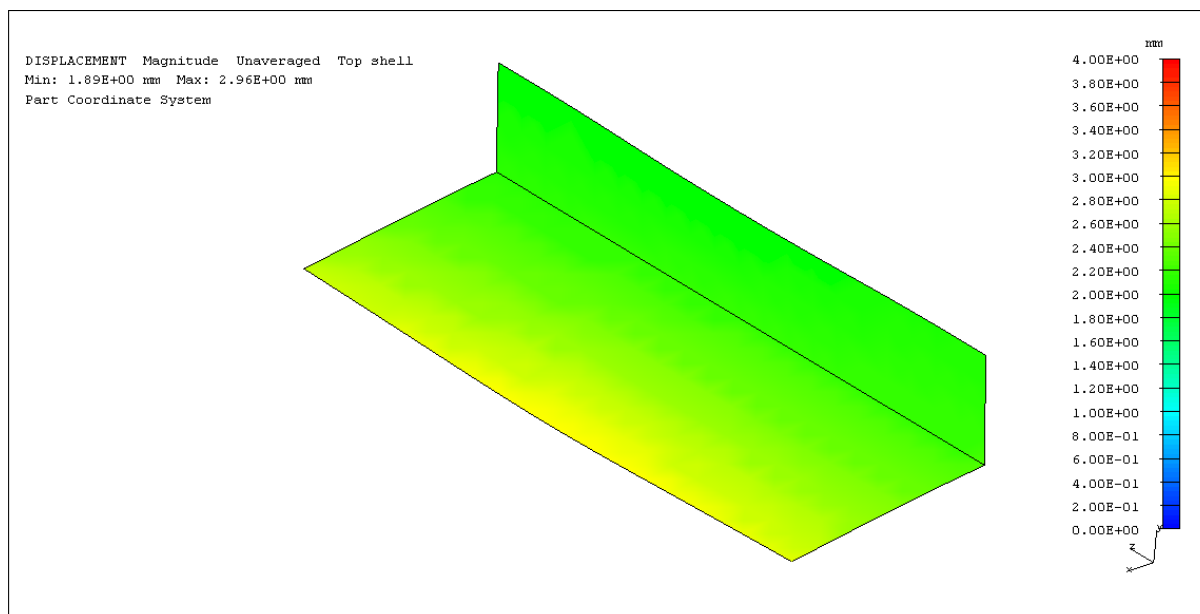
Obr. 6.21 Spodní část rámu; normální provoz - jízda 1; deformace na rámu; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. deformace 3,16 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

Na obr. 6.22 je zobrazen detail C - nejvíce deformovaná místa rámu klece výtahu.



Obr. 6.22 Nejvíce deformovaná místa na rámu; normální provoz - jízda 1; deformace na rámu; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. deformace 3,16 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

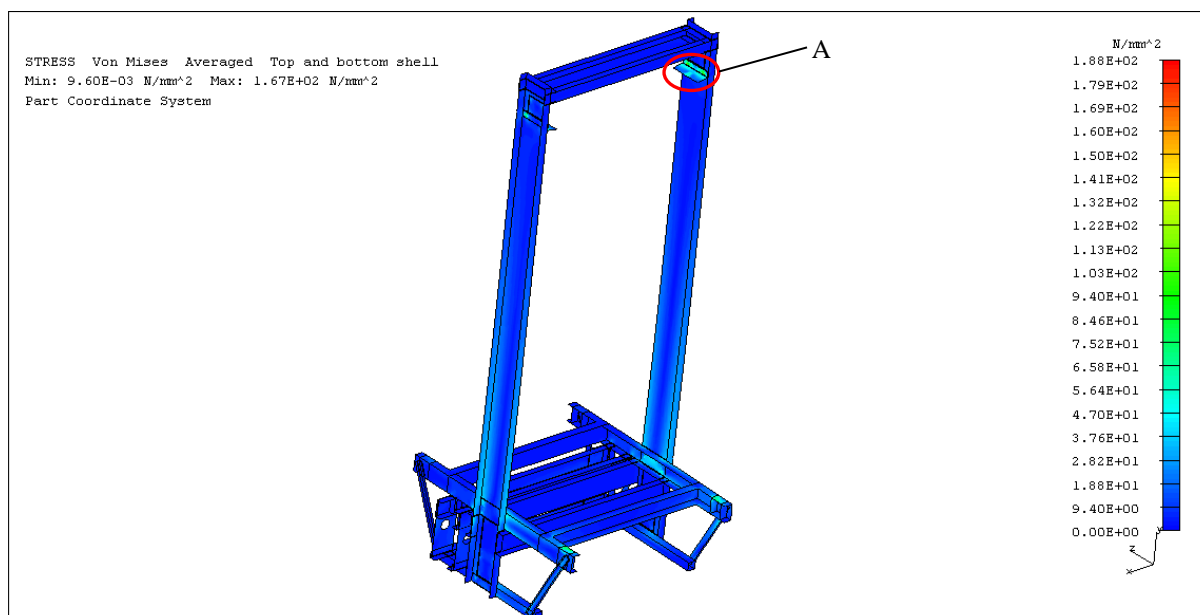
V horní části rámu klece výtahu se nejvíce namáhané místo nachází na volných hranách horizontální části držáku kabiny (detail D - viz obr. 6.23). K této části držáku je přišroubována kabina výtahu. Tyto deformace budou menší, protože ve skutečnosti je kabina reprezentována ocelovým rámem, který zmíněné deformace na volných hranách sníží. Více viz **Příloha 10**.



Obr. 6.23 Držák kabiny; normální provoz - jízda 1; deformace na rámu; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. deformace 2,96 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

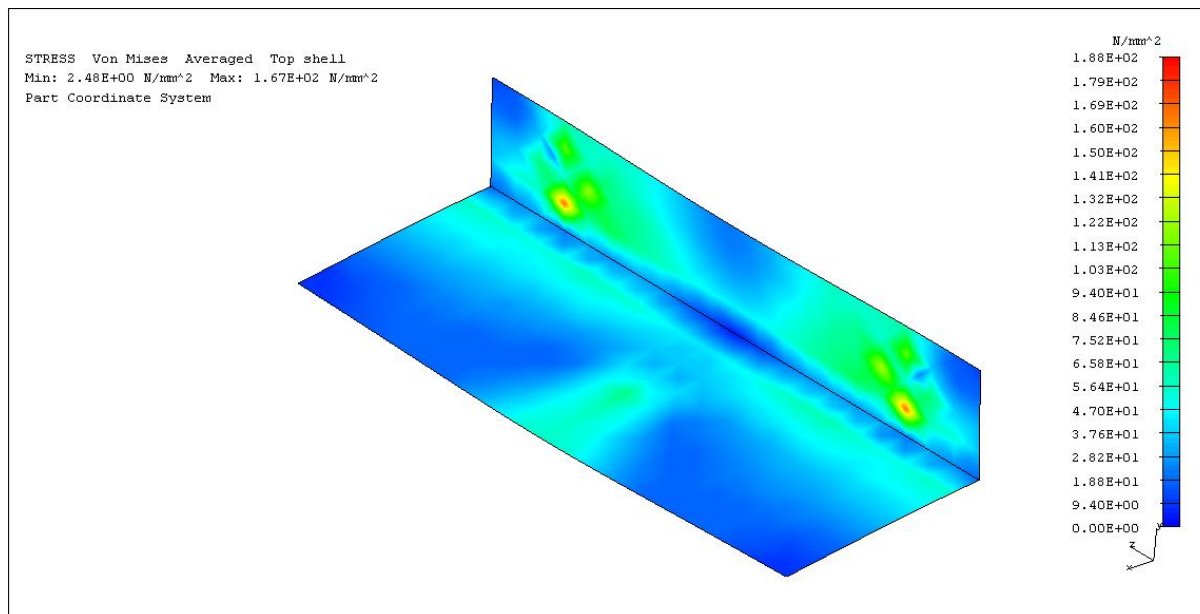
### 6.5.3 Normální provoz - nakládání

Maximální hodnoty napětí jsou stejné jako v zatěžovacím stavu normální provoz - jízda a vyskytují se v horní části rámu klece a to konkrétně v místech uchycení držáku kabiny ke svislým táhlům (detail A - viz obr. 6.24).



Obr. 6.24 Celý rám; normální provoz - nakládání;  $\sigma$  podle teorie HMH; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní i spodní strana skořepinového modelu; max. napětí 167 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

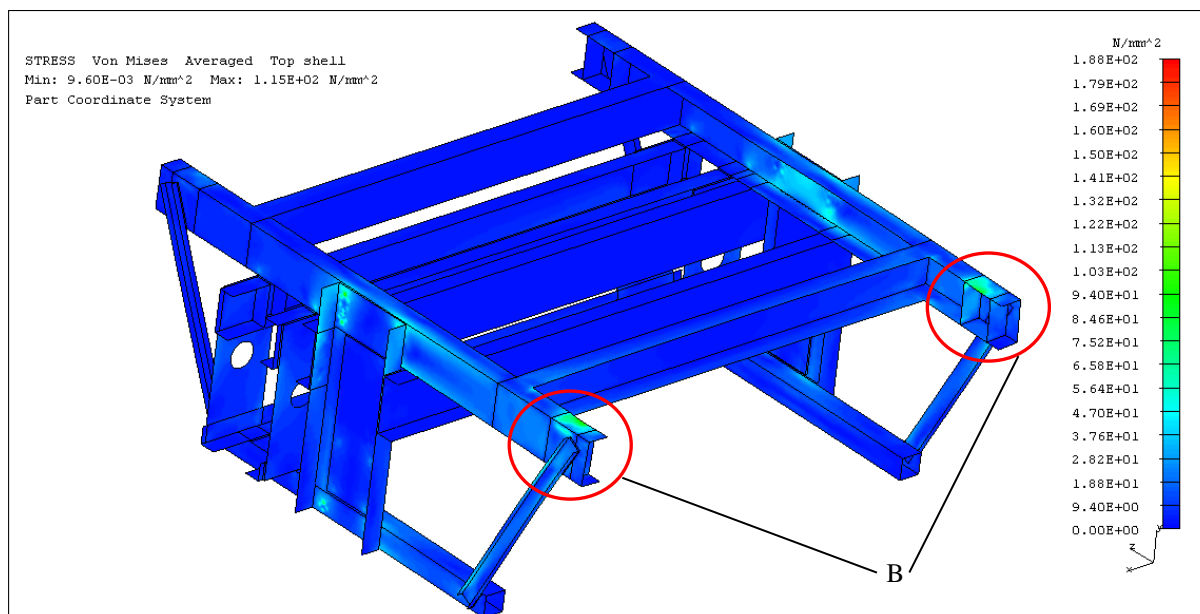
Na obr. 6.25 je zobrazen detail A - držák kabiny. V místech uchycení držáku kabiny ke svislému táhlu se vyskytují napěťové špičky (místa koncentrace napětí). To je způsobeno nedokonalou náhradou šroubových spojů prvkem *rigid*, který se chová jako dokonale tuhý prvek. Ve skutečnosti zmíněná napětí budou podstatně menší. Napětí na držáku kabiny **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti odvozené od meze kluzu  $f_{yd}$ .



Obr. 6.25 Držák kabiny; normální provoz - nakládání;  $\sigma$  podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. napětí 167 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

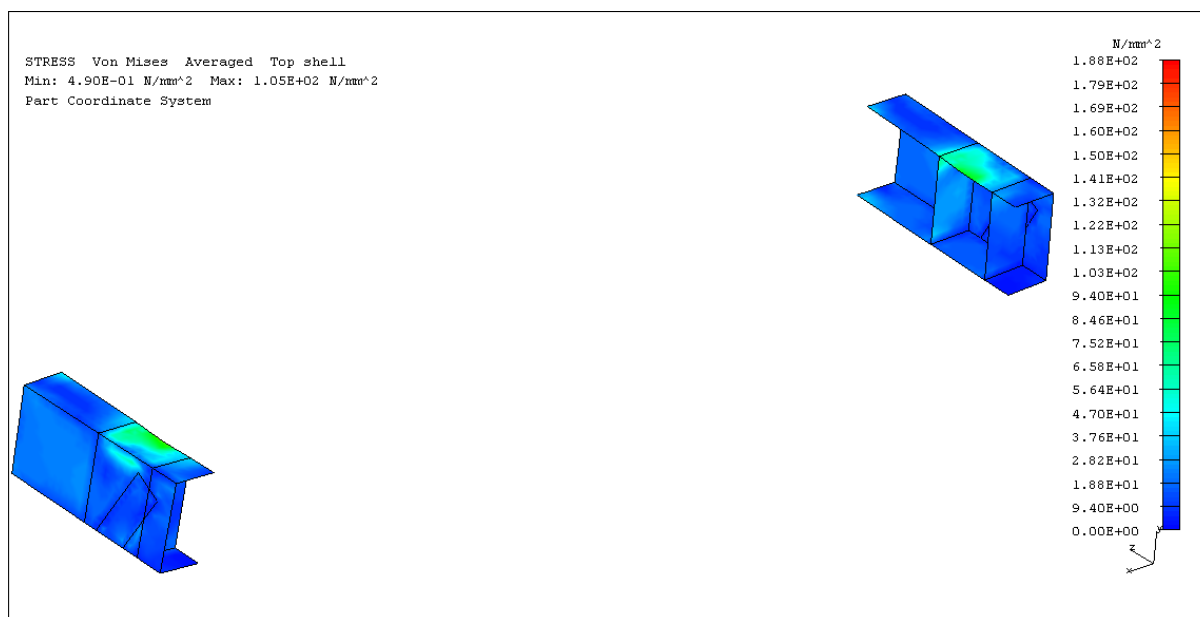
Jelikož se jedná o klec průchozí, byla řešena varianta zatížení od hmoty  $M_5$  jen na nejnejpříznivější straně. Z toho důvodu se nejvíce namáhaná místa na spodní části rámu klece výtahu vyskytují na nosnících podlahy, v oblasti umístění silentbloků na straně, kde se nenachází výztuhy pro uložení vodících kladek (detail B - viz obr. 6.26).

V tomto případě je zmíněné místo výskytu napětí adekvátní a reálné v porovnání s výskytem napěťových špiček u držáku kabiny.



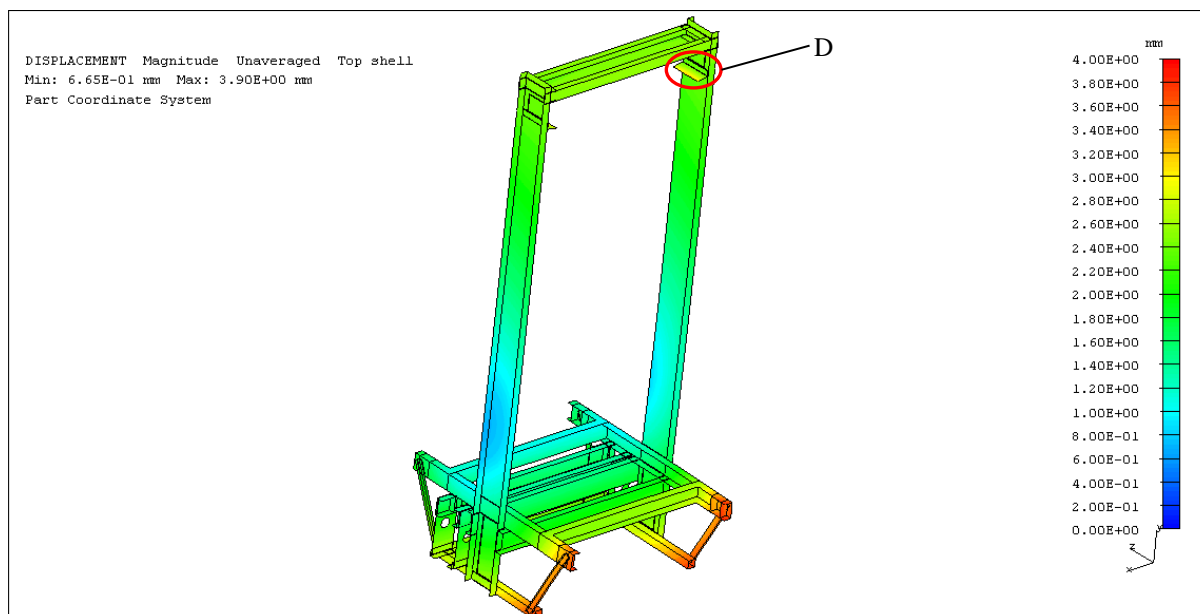
Obr. 6.26 Spodní část rámu; normální provoz - nakládání;  $\sigma$  podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. napětí 115 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

Na obr. 6.27 je uveden detail B - nejvíce namáhaná místa na spodní části rámu klece výtahu. Nejvyšší napětí **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti odvozené od meze kluzu  $f_{yd}$ . Více viz **Příloha 17**.



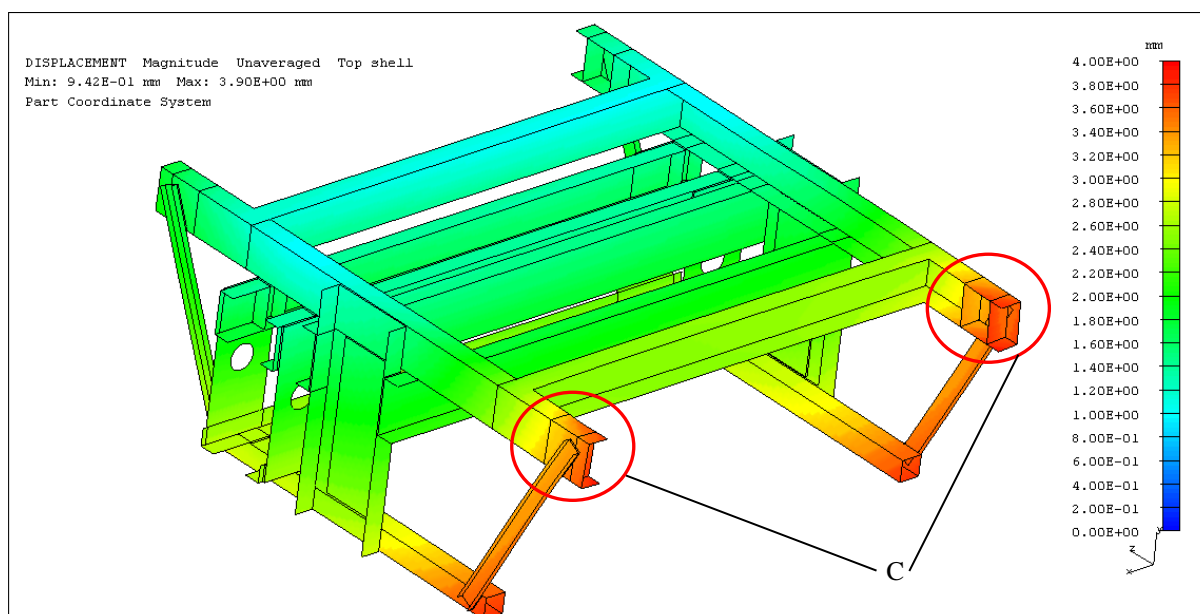
Obr. 6.27 Nejvíce namáhaná místa na spodní části rámu; normální provoz - nakládání;  $\sigma$  podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. napětí 115 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

Maximální hodnoty deformace na konstrukci se vyskytují ve spodní části rámu klece výtahu (viz obr. 6.28).



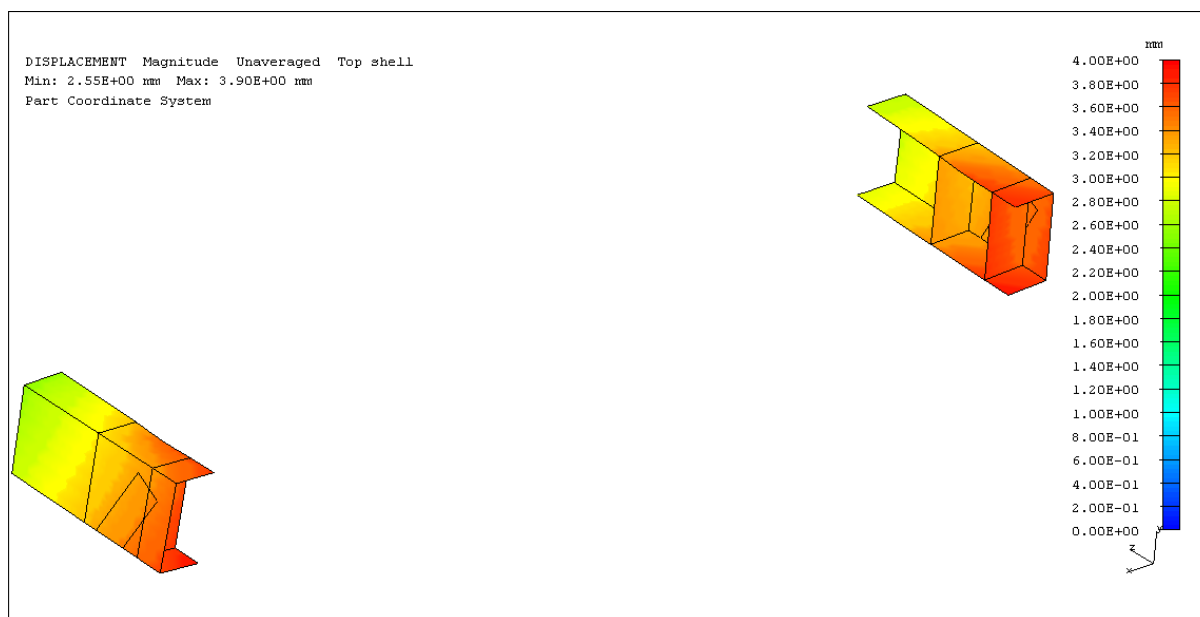
Obr. 6.28 Celý rám; normální provoz - nakládání; deformace na rámu; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. deformace 3,90 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

Pro zlepšení názornosti jsou největší deformace zobrazeny na obr. 6.29 pouze na spodní části rámu klece výtahu. Nejvíce deformovaná místa se nachází na spodních volných hranách nosníku podlahy a v jejich okolí (detail C). Dále pak na žebrech vyztužujících nosník podlahy, nosníku nárazníku a vzpěře, jak je patrné z obrázku (6.29). Deformace na rámu nejsou rozloženy symetricky, což vyplývá z polohy zatížení prahu kabinových dveří při nakládání břemene do výtahu (vliv od hmoty  $M_5$ ).



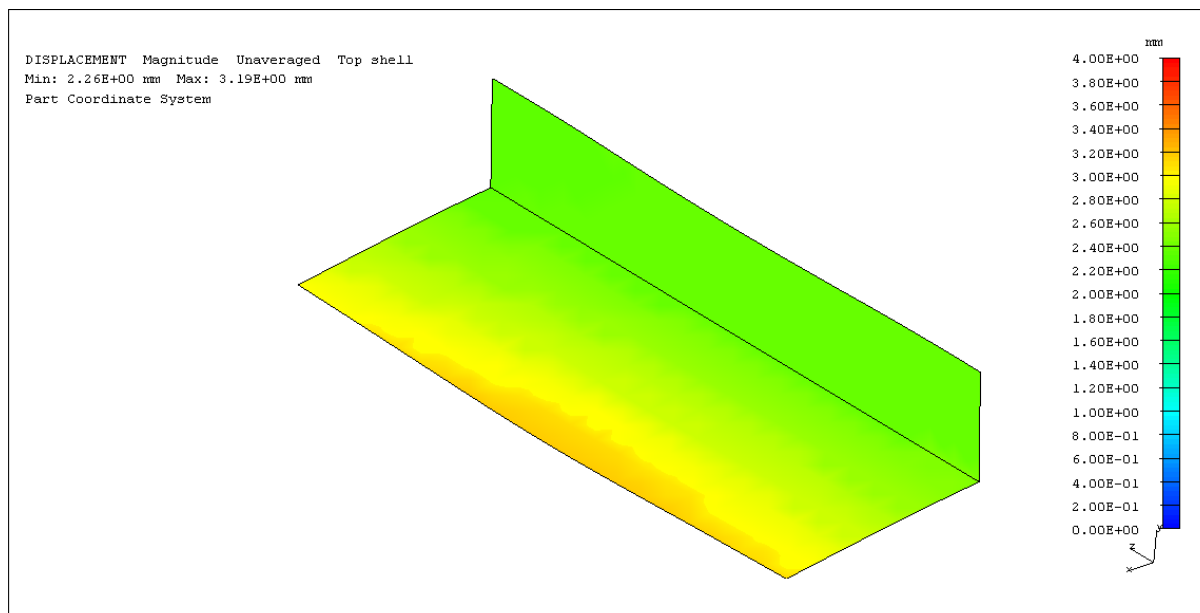
Obr. 6.29 Spodní část rámu; normální provoz - nakládání; deformace na rámu; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. deformace 3,90 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

Na obr. 6.30 je zobrazen detail C - nejvíce deformovaná místa rámu klece výtahu.



Obr. 6.30 Nejvíce deformovaná místa na rámu; normální provoz - nakládání; deformace na rámu; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. deformace 3,90 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

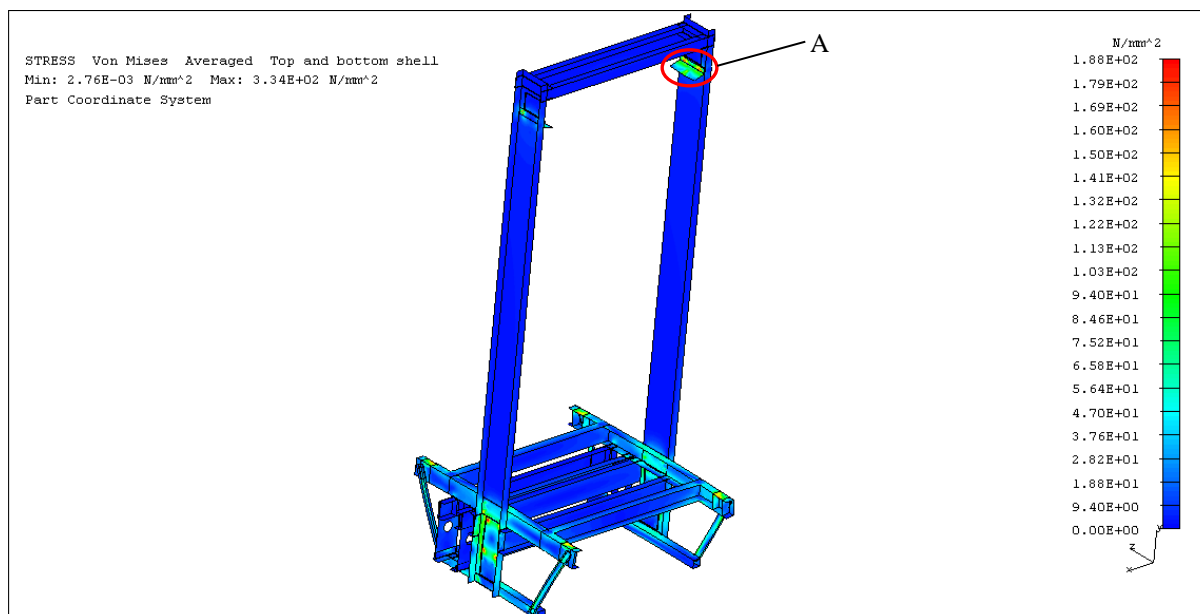
V horní části rámu klece výtahu se nejvíce namáhané místo nachází na volných hranách horizontální části držáku kabiny (detail D - viz obr. 6.31). K této části držáku je přišroubována kabina výtahu. Tyto deformace budou menší, protože ve skutečnosti je kabina reprezentována ocelovým rámem, který zmíněné deformace na volných hranách sníží. Více viz **Příloha 18**.



Obr. 6.31 Držák kabiny; normální provoz - nakládání; deformace na rámu; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. deformace 3,19 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

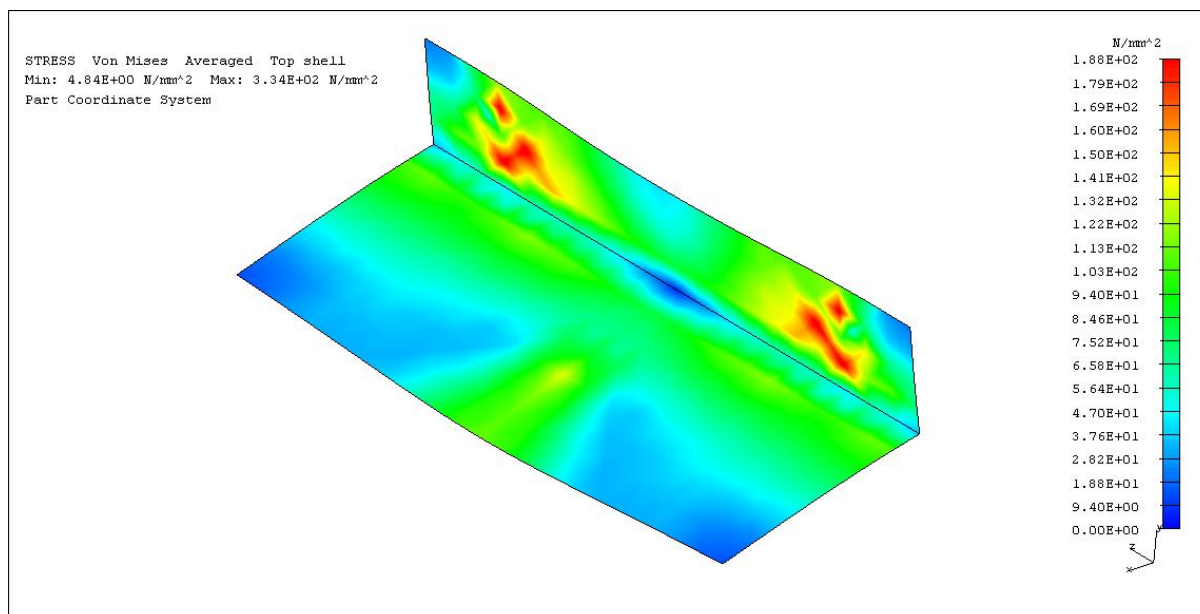
### 6.5.4 Působení zachycovačů

Při tomto zatěžovacím stavu se maximální hodnoty napětí vyskytují v horní části rámu klece a to konkrétně v místech uchycení držáku kabiny ke svislým táhlům (detail A - viz obr. 6.32).



Obr. 6.32 Celý rám; působení zachycovačů 1;  $\sigma$  podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní i spodní strana skořepinového modelu; max. napětí 334 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

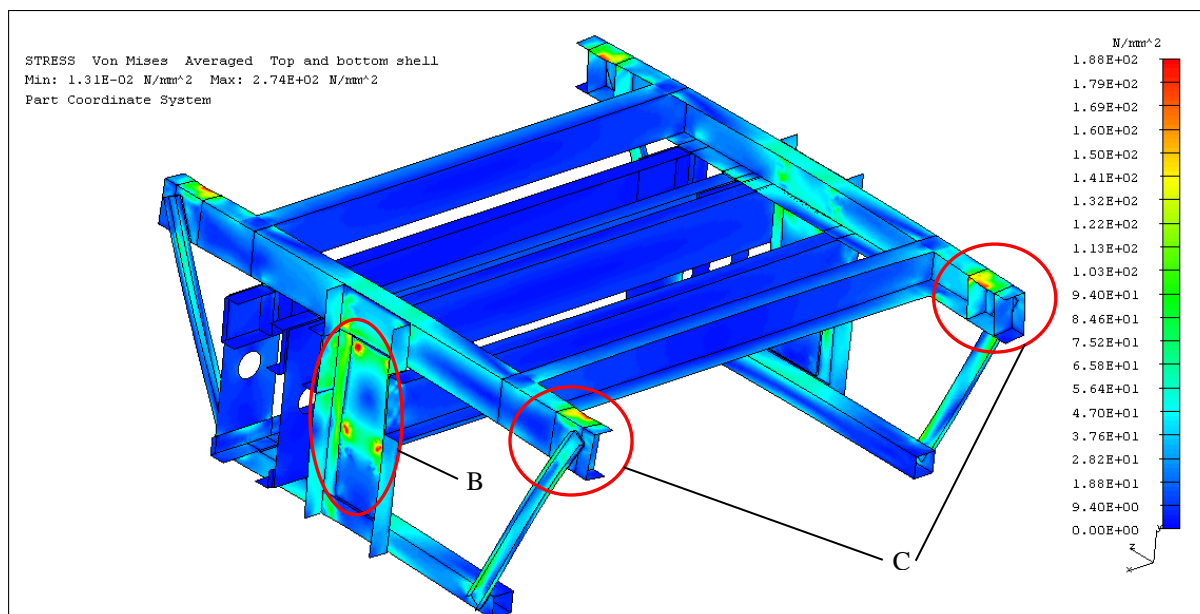
Na obr. 6.33 je zobrazen detail A - držák kabiny. V místech uchycení držáku kabiny ke svislému táhlu se vyskytují napěťové špičky (místa koncentrace napětí). To je způsobeno nedokonalou náhradou šroubových spojů prvkem *rigid*, který se chová jako dokonale tuhý prvek. Ve skutečnosti zmíněná napětí budou podstatně menší. Velikost napěťových špiček oproti předchozím zatěžovacím stavům je podstatně větší i z důvodu použití maximální normou předepsané hodnoty zpomalení, při které dojde k vybavení zachycovačů, tj.  $a_3 = 1 \cdot g$ . Při aplikaci menší hodnoty zpomalení by nedocházelo ke vzniku těchto extrémních koncentrací napětí a získané hodnoty by byly podobné jako v předchozích stavech. Napětí na držáku kabiny (mimo zdůvodněné místní koncentrace napětí) **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti odvozené od meze kluzu  $f_{yd}$ .



Obr. 6.33 Držák kabiny; působení zachycovačů 1;  $\sigma$  podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. napětí 334 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

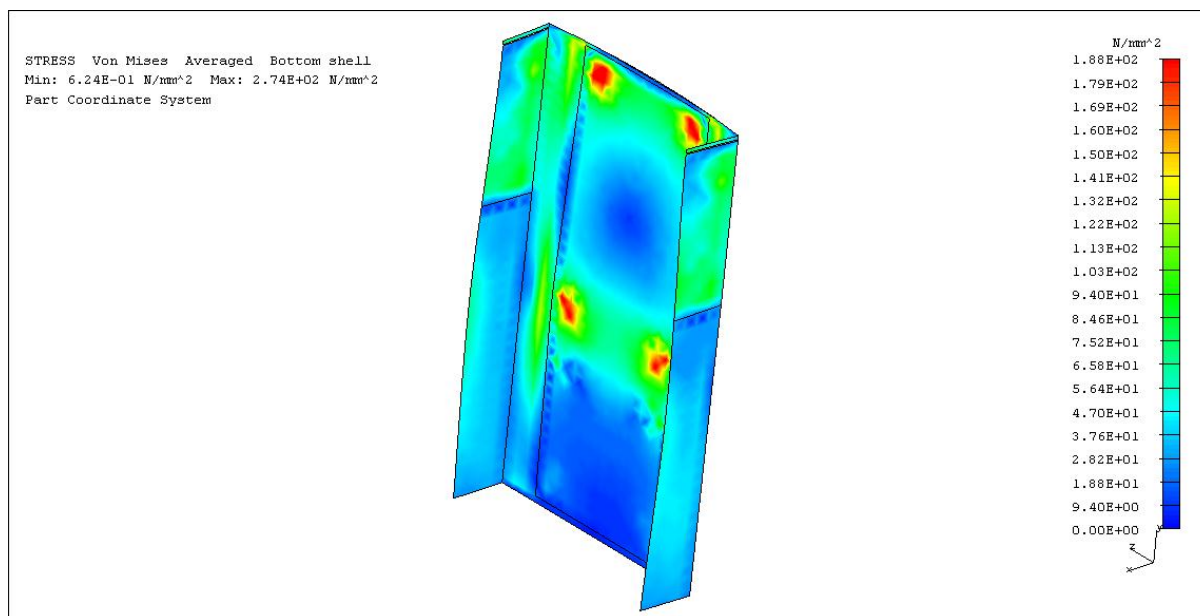
Jak je patrné z obr. 6.34, tak k další koncentraci napětí dochází ve spodní části rámu klece výtahu v místech přišroubování zachycovačů ke svislým táhlům (detail B) opět pomocí prvků *rigid*. Tyto hodnoty napětí budou ve skutečnosti mnohem menší, ze stejného důvodu jak je vysvětleno v případě výskytu napětíových špiček v místě uchycení držáku kabiny ke svislým táhlům. Druhé nejvíce namáhané místo na spodní části rámu se nachází na volných hranách nosníku podlahy v oblasti umístění silentbloků (detail C). V tomto případě jsou zmíněná místa výskytu napětí adekvátní a reálná v porovnání s výskytem napětíových špiček v případě umístění držáku kabiny a v místech připevnění zachycovačů.





Obr. 6.34 Spodní část rámu; působení zachycovačů 1;  $\sigma$  podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní i spodní strana skořepinového modelu; max. napětí 274 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

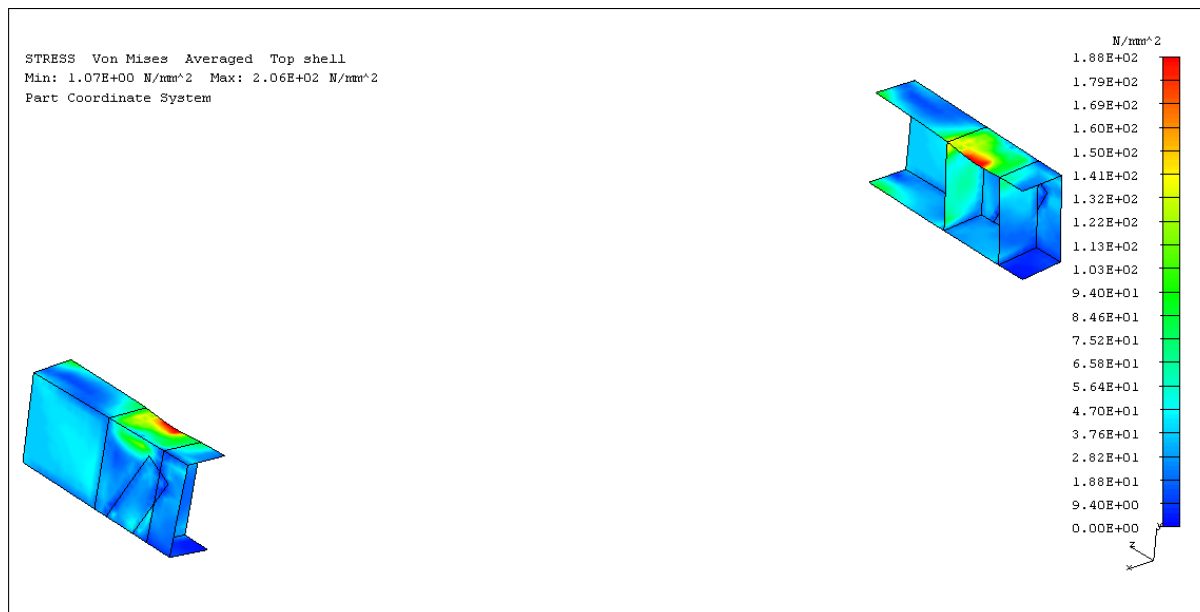
Na obr. 6.35 je zobrazen detail B - místní koncentrace napětí na spodní části rámu klece výtahu (místa v okolí umístění zachycovače ke svislému táhlu). Hodnota napětí (mimo odůvodněné místní koncentrace napětí na svislém táhlu v okolí přichycení zachycovače) **nepřesahuje** hodnotu návrhové pevnosti odvozené od meze kluzu  $f_{yd}$ .



Obr. 6.35 Nejvíce namáhané místo na spodní části rámu; působení zachycovačů 1;  $\sigma$  podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); spodní strana skořepinového modelu; max. napětí 274 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

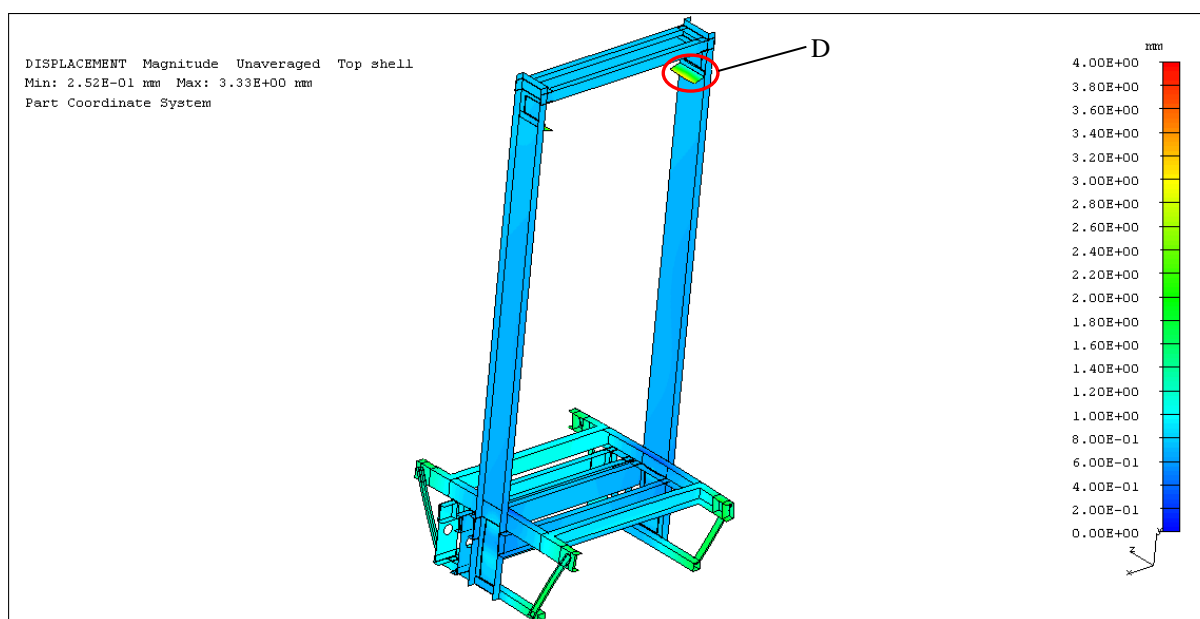
Na obr. 6.36 je zobrazen detail C - druhá nejvíce namáhaná místa spodní části rámu.

Nejvyšší napětí **přesahuje** hodnotu návrhové pevnosti odvozené od meze kluzu  $f_{yd}$ . Tato skutečnost ale nevadí, protože není překročena mez kluzu zvoleného materiálu ( $R_e = 235 \text{ MPa}$ ) a tudíž nedojde k trvalým plastickým deformacím. K překročení návrhové pevnosti odvozené od meze kluzu  $f_{yd}$  došlo ve všech čtyřech lokalitách, kde jsou umístěny silentbloky. Více viz **Příloha 19**.



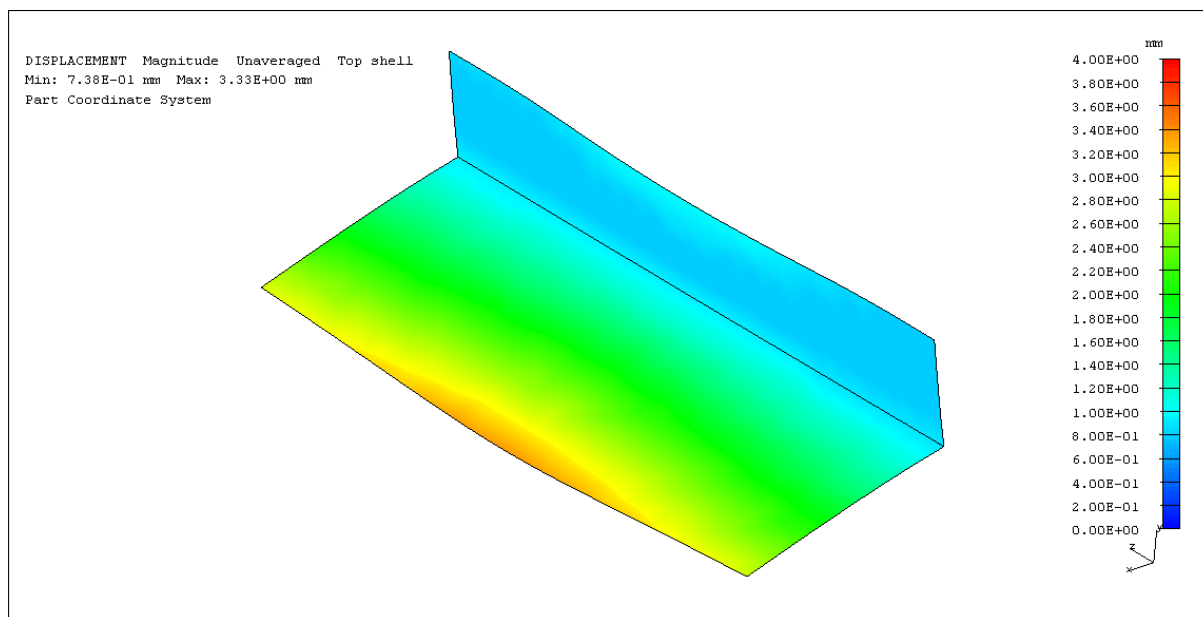
Obr. 6.36 Druhá nejvíce namáhaná místa na spodní části rámu; působení zachycovačů 1;  $\sigma$  podle teorie HMH; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. napětí 206 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

Maximální hodnoty deformace na konstrukci se vyskytují v horní části rámu klece výtahu (detail D - viz obr. 6.37).



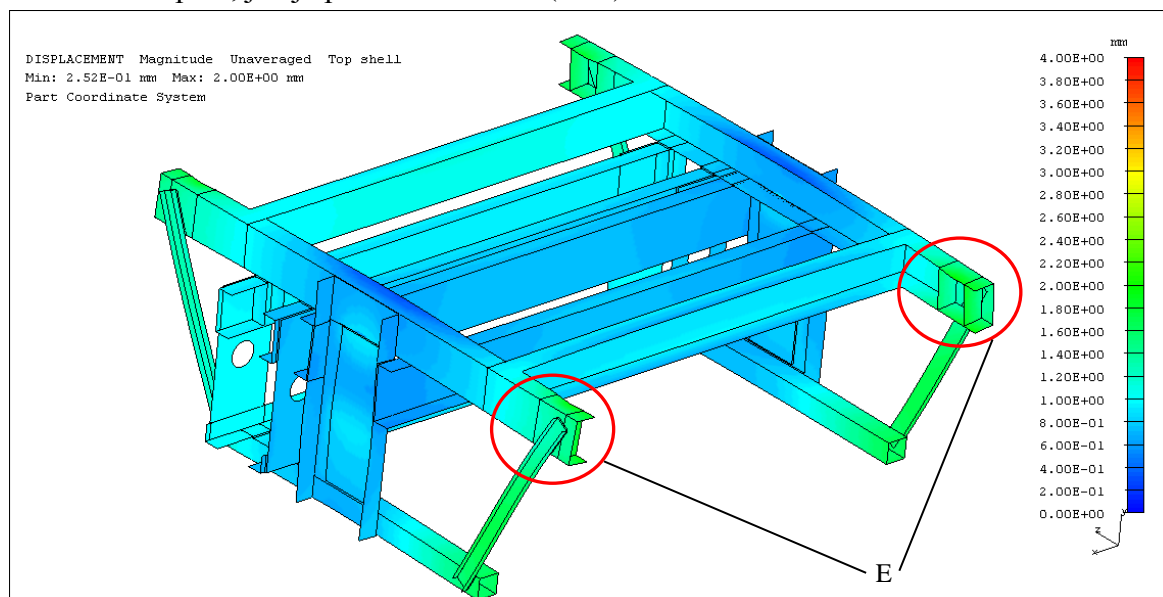
Obr. 6.37 Celý rám; působení zachycovačů 1; deformace na rámu; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. deformace 3,33 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

Na obr. 6.38 je zobrazen detail D - držák kabiny, kde na volných hranách jeho horizontální části dochází k největším deformacím na celé konstrukci. K této části držáku je přišroubována kabina výtahu. Tyto deformace budou menší, protože ve skutečnosti je kabina reprezentována ocelovým rámem, který zmíněné deformace na volných hranách sníží.



Obr. 6.38 Držák kabiny; působení zachycovačů 1; deformace na rámu; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. deformace 3,33 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

Pro zlepšení názornosti jsou největší deformace na spodní části rámu klece výtahu zobrazeny na obr. 6.39. Jedná se o místa na spodních volných hranách nosníku podlahy a v jejich okolí (detail E). Dále pak na žebrech vyztužujících nosník podlahy, nosníku nárazníku a vzpěře, jak je patrné z obrázku (6.39).



Obr. 6.39 Spodní část rámu; působení zachycovačů 1; deformace na rámu; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. deformace 2 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

Na obr. 6.40 je zobrazen detail E - nejvíce deformovaná místa na spodní části rámu. Více viz **Příloha 20**.



Obr. 6.40 Nejvíce deformovaná místa na spodní části rámu; působení zachycovačů 1; deformace na rámu; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. deformace 2 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

## 6.6 Shrnutí a zhodnocení výsledků MKP analýzy

Po výpočtu všech kombinací zatěžovacích stavů byly výsledky shrnuty a přehledně zpracovány do tabulek. V tab. 6.4 jsou zaznamenány místa s největší koncentrací napětí v horní i ve spodní části rámu klece výtahu.

V horní části se jedná o místa, kde je držák kabiny uchycen šrouby ke svislému táhlu. Tyto napěťové špičky jsou způsobeny nedokonalou náhradou šroubových spojů prvkem *rigid*, který se chová jako dokonale tuhý prvek. Ve skutečnosti zmíněná napětí budou podstatně menší. Tato místa koncentrace napětí vznikají při všech třinácti variantách zatěžovacích stavů. Extrémních hodnot dosahují při zatěžovacích stavech působení zachycovačů 1 ÷ 4.

Další koncentrace napětí vznikají ve spodní části rámu klece výtahu pouze při zatěžovacích stavech působení zachycovačů 1 ÷ 4, kdy jsou uvedeny v činnost zachycovače. Výskyt zmíněných špiček se nachází v místech přišroubování zachycovačů ke svislým táhlům pomocí zmíněných prvků *rigid*. Tyto hodnoty napětí budou ve skutečnosti mnohem menší, ze stejného důvodu jak je vysvětleno v případě výskytu napěťových špiček v místě uchycení držáku kabiny ke svislým táhlům. Důležité však je, že napětí na rámu v okolí zdůvodněných míst koncentrace napětí nepřevyšují hodnotu návrhové pevnosti odvozené od meze kluzu  $f_{yd}$ .

Deformace vzniklé na volných hranách horizontální části držáku kabiny budou ve skutečnosti menší, protože v MKP modelu je kabina nahrazena zjednodušeně. Ve skutečnosti je kabina reprezentována ocelovým rámem, který zmíněné deformace na volných hranách snižuje.

Tab. 6.4 Výskyt míst koncentrace napětí a hodnoty deformace na rámu klece výtahu

Zatěžovací stav	Spodní část rámu klece výtahu		Držák kabiny	
	max. napětí [MPa]	max. deformace [mm]	max. napětí [MPa]	max. deformace [mm]
Rozjezd výtahu 1	125	3,46	184	3,24
Rozjezd výtahu 2	81,30	2,51	184	2,62
Rozjezd výtahu 3	113	3,74	184	3,30
Rozjezd výtahu 4	113	3,74	184	3,30
Normální provoz - jízda 1	114	3,16	167	2,96
Normální provoz - jízda 2	73,90	2,30	167	2,40
Normální provoz - jízda 3	102	3,41	167	2,93
Normální provoz - jízda 4	102	3,41	167	2,93
Normální provoz - nakládání	115	<b>3,90</b>	167	3,19
Působení zachycovačů 1	<b>274</b>	2	<b>334</b>	3,33
Působení zachycovačů 2	<b>200</b>	1,31	<b>334</b>	3,17
Působení zachycovačů 3	<b>211</b>	2,93	<b>334</b>	<b>3,50</b>
Působení zachycovačů 4	<b>211</b>	2,93	<b>334</b>	<b>3,50</b>

Z výše popsaného důvodu nedokonalosti a nepřesnosti náhrad byly brány v potaz pouze výsledky ve spodní části rámu, v oblasti, kde jsou umístěny silentbloky (viz tab. 6.5). Jedná se o nejvíce namáhaná místa, pokud není brán ohled na zmíněná místa koncentrace napětí. Tyto hodnoty napětí jsou reálné v porovnání se vzniklými napětíovými špičkami, které jsou zapříčiněny použitím prvků *rigid*, které reprezentují náhrady šroubových spojů.

Hodnota nejvyššího napětí (viz tab. 6.5) se vyskytuje při zatěžovacím stavu působení zachycovačů 1. V tomto případě je rám klece výtahu zatížen hmotou  $M_1$ , která je rovna velikosti nosnosti navýšené o 25 %, čili 844 kg. Hodnota nejvyššího napětí, která se na konstrukci vyskytuje, je 206 MPa. Pouze v tomto případě byla překročena hodnota návrhové pevnosti odvozené od meze kluzu pro použitý materiál - ocel 11 373 ( $f_{yd} = 188$  MPa). Tento výsledek nevádí, protože není překročena hodnota meze kluzu zvoleného materiálu ( $R_e = 235$  MPa) a tudíž nedojde k trvalým plastickým deformacím. Nárůst napětí zapříčinila volba maximální normou předepsané hodnoty zpomalení, při které dojde k vybavení zachycovačů ( $a_3 = 1 \cdot g$ ). Tato hodnota zpomalení byla zvolena po konzultaci s firmou LIFTMONT CZ s.r.o. Dále bylo počítáno s přetížením klece výtahu o 25 % z celkové nosnosti  $Q$ , což také ovlivnilo velikost napětí na konstrukci. Tato skutečnost platí pro všechny počítané zatěžovací stavy.

Nejvyšší hodnota deformace na rámu klece výtahu je 3,90 mm a nastává při zatěžovacím stavu normální provoz - nakládání. V tomto případě je rám zatížen hmotou  $M_5$ , která je předepsána normou ČSN EN 81-1. Ta je rovna součinu  $0,4 \cdot Q_p = 338$  kg. Jelikož

se jedná o klec průchozí, byl výpočet proveden pro zatížení na nejnepříznivější straně vstupu do klece. V případě zatížení opačné strany by vzniklé deformace byly podstatně nižší (1,05 mm - výsledek získán výpočtem pomocí MKP).

Tab. 6.5 Hodnoty napětí a deformace ve spodní části rámu klece výtahu na nosníku podlahy

Zatěžovací stav	Spodní část rámu klece výtahu na nosníku podlahy v oblasti umístění silentbloků	
	max. napětí [MPa]	max. deformace [mm]
Rozjezd výtahu 1	125	3,46
Rozjezd výtahu 2	81,30	2,51
Rozjezd výtahu 3	113	3,74
Rozjezd výtahu 4	113	3,74
Normální provoz - jízda 1	114	3,16
Normální provoz - jízda 2	73,90	2,30
Normální provoz - jízda 3	102	3,41
Normální provoz - jízda 4	102	3,41
Normální provoz - nakládání	115	<b>3,90</b>
Působení zachycovačů 1	<b>206</b>	2
Působení zachycovačů 2	133	1,31
Působení zachycovačů 3	181	2,93
Působení zachycovačů 4	181	2,93

## 6.7 Kontrolní výpočet uložení vodící kladky

Použité vodící kladky byly zadány firmou LIFTMONT CZ s.r.o. Byl proveden pouze kontrolní výpočet, zda jsou kladky vhodné pro zadané parametry klece výtahu.

### 6.7.1 Kontrola roztečného průměru vodící kladky

Dle [7] platí, že poměr roztečného průměru vodící kladky ke jmenovitému průměru nosných lan musí být minimálně 40, nezávisle na počtu pramenů.

Určení minimálního roztečného průměru vodící kladky:

$$\frac{D_k}{d_l} \geq 40$$

$$D_k = 40 \cdot d_l \tag{74}$$

$$D_k = 40 \cdot 8$$

$$D_k = 320 \text{ mm}$$

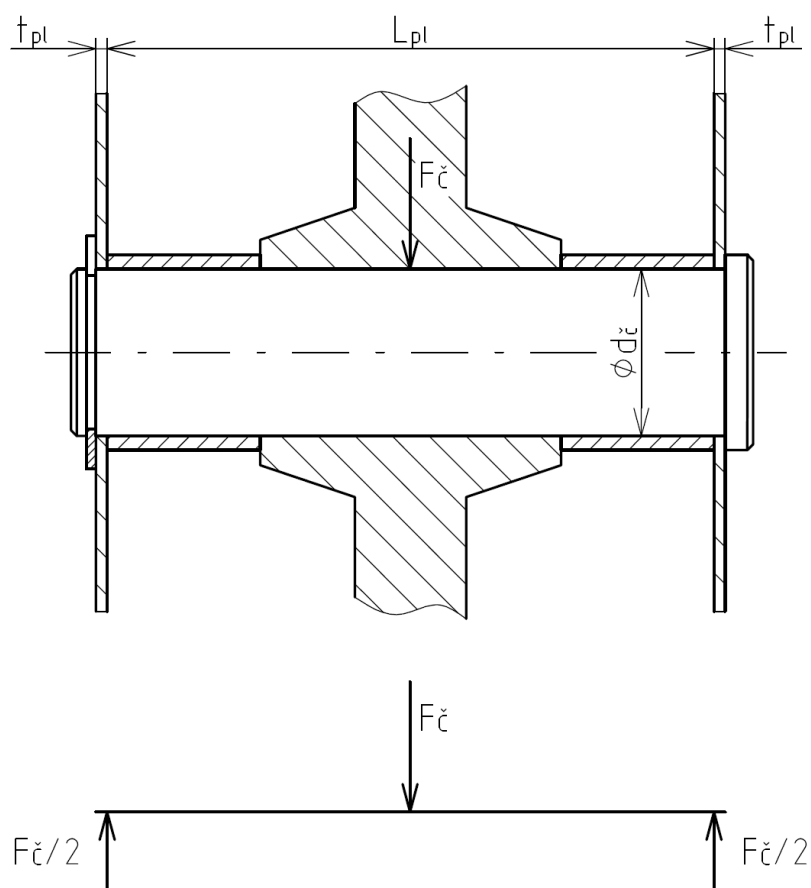
kde:

$d_l$  jmenovitý průměr nosných lan [mm]

Minimální hodnota roztečného průměru kladky pro použitá lana o jmenovitém průměru  $\phi 8$  mm vyšla z výpočtu  $\phi 320$  mm, což zadaná vodící kladka splňuje.

### 6.7.2 Kontrola průměru čepu vodící kladky

Čep vodící kladky je vyroben z oceli 11 600 s mezí kluzu dle [4]:  $R_{e,\check{c}} = (284 \div 588)$  MPa. Pro tento výpočet byla zvolena hodnota meze kluzu  $R_{e,\check{c}} = 284$  MPa. Čep je uložen na valivých jednořadých kuličkových ložiskách 6212, které jsou dodávány společně s vodící kladkou.



Obr. 6.41 Zjednodušené schéma uložení čepu ve vodící kladce

Síla působící na čep:

$$F_{\check{c}} = \frac{(Q_p + P) \cdot (g + a_2)}{2} \quad (75)$$

$$F_{\check{c}} = \frac{(844 + 733) \cdot (9,81 + 1)}{2}$$

$$F_{\check{c}} = 8,524 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

$a_2$  hodnota zrychlení při rozjezdu výtahu směrem nahoru [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ]

Maximální ohybový moment:

$$M_{o\check{c}} = \frac{F_{\check{c}}}{2} \cdot \frac{L_{pl}}{2} \quad (76)$$

$$M_{o\check{c}} = \frac{8,524 \cdot 10^3}{2} \cdot \frac{178}{2}$$

$$M_{o\check{c}} = 3,793 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

kde:

$L_{pl}$  vzdálenost plechů [mm]

Modul průřezu v ohybu pro kruhový průřez:

$$W_o = 0,1 \cdot d_{\check{c}}^3 \quad (77)$$

$$W_o = 0,1 \cdot 60^3$$

$$W_o = 2,1 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$$

kde:

$d_{\check{c}}$  průměr čepu vodící kladky [mm]

Napětí čepu v ohybu:

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{M_{o\check{c}}}{W_o} \quad (78)$$

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{3,793 \cdot 10^5}{2,1 \cdot 10^4}$$

$$\sigma_{o\check{c}} = 17,6 \text{ MPa}$$

Kontrola čepu na otláčení:

Čep je nejvíce namáhán na otláčení v místě uložení.

Hodnota dovoleného tlaku ve stykových plochách pro ocel - ocel materiálu čepu vodící kladky (ocel 11 600) je dle [5]:  $p_{dov} = (40 \div 50) \text{ MPa}$ . Hodnota dovoleného tlaku ve stykových



plochách pro ocel - ocel materiálu plechů, v nichž je uložen čep vodící kladky (ocel 11 373) je dle [5]:  $p_{dov} = (30 \div 40)$  MPa.

Pro výpočet byla zvolena spodní hranice hodnoty dovoleného tlaku oceli 11 373, čili  $p_{dov} = 30$  MPa.

$$p = \frac{F_{\check{c}}}{2 \cdot t_{pl} \cdot d_{\check{c}}} \quad (79)$$

$$p = \frac{8,524 \cdot 10^3}{2 \cdot 4 \cdot 60}$$

$$p = 17,8 \text{ MPa}$$

$$p \leq p_{dov}$$

$$17,8 \text{ MPa} < 30 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

kde:

$t_{pl}$  tloušťka plechů [mm]

Napětí ve střihu:

$$\tau = \frac{F_{\check{c}} \cdot 4}{\pi \cdot d_{\check{c}}^2} \quad (80)$$

$$\tau = \frac{8,524 \cdot 10^3 \cdot 4}{\pi \cdot 60^2}$$

$$\tau = 3,02 \text{ MPa}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o\check{c}}^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad (81)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{17,6^2 + 3 \cdot 3,02^2}$$

$$\sigma_{red} = 18,4 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu:

$$k = \frac{R_{e,\check{c}}}{\sigma_{red}} \quad (82)$$

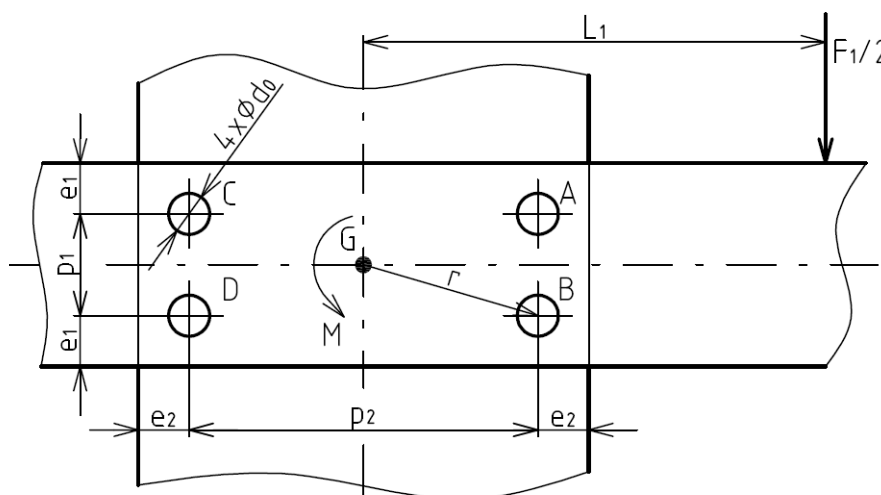
$$k = \frac{284}{18,4}$$

$$k = 15,4$$

Hodnota otláčení čepu vodící kladky je menší než hodnota dovoleného tlaku  $p_{dov}$ . Součinitel bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu je dostatečně vysoký. Z těchto důvodů mohou být v této koncepci klece výtahu použity vodící kladky dodané firmou LIFTMONT CZ s.r.o.

## 6.8 Kontrolní výpočet šroubových spojů

Byla kontrolována skupina šroubů, která spojuje nosník podlahy se svislým táhlem při rozjezdu výtahu směrem nahoru.



Obr. 6.42 Zjednodušené schéma počítané skupiny šroubů

Zatěžovací síla:

$$F_1 = (P + Q_p) \cdot (g + a_2) \quad (83)$$

$$F_1 = (733 + 844) \cdot (9,81 + 1)$$

$$F_1 = 1,705 \cdot 10^4$$

Zatěžovací síla  $F_1$  byla pro další výpočty rozdělena na obě strany rámu. Proto bylo počítáno s polovinou její hodnoty. Dále je tato síla rozdělena do čtyř šroubů, kterými je spojen nosník podlahy ke svislému táhlu (na jedné polovině rámu).

Vzdálenost středů jednotlivých šroubů od těžiště počítané skupiny šroubů G:

$$r = \sqrt{\left(\frac{p_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{p_2}{2}\right)^2} \quad (84)$$

$$r = \sqrt{\left(\frac{42}{2}\right)^2 + \left(\frac{144}{2}\right)^2}$$

$$r = 75 \text{ mm}$$

kde:

- $p_1$  vzdálenost mezi středy šroubů ve vertikálním směru [mm]  
 $p_2$  vzdálenost mezi středy šroubů v horizontálním směru [mm]

Charakteristické vlastnosti šroubu: [3, 4]

ŠROUB M16 (řada s hrubou roztečí) - pevnostní třída šroubu 8.8

$d_s$	průměr šroubu [mm]	$d_s = 16 \text{ mm}$
$A_s$	výpočtový průřez šroubu [mm <sup>2</sup> ]	$A_s = 157 \text{ mm}^2$
$f_{ub}$	mez pevnosti šroubu [MPa]	$f_{ub} = 800 \text{ MPa}$
$d_0$	průměr díry pro šrouby (pro řadu s hrubou roztečí) [mm]	$d_0 = 18,5 \text{ mm}$

Charakteristické vlastnosti plechu: [6]

OCEL 11 373

$R_m$	jmenovitá hodnota meze pevnosti v tahu oceli [MPa] (tab. 4 [6])	$R_m = 360 \text{ MPa}$
$t$	tloušťka nejtenčího plechu [mm] (oba spojené plechy mají stejnou tloušťku)	$t = 4 \text{ mm}$
$\gamma_{Mb}$	parciální součinitel spolehlivosti šroubového spoje pro šrouby namáhané na střih a otláčení [-]; dle [6] nabývá hodnoty	$\gamma_{Mb} = 1,45$

Výsledná mez pevnosti plechu určená pro výpočet šroubových spojů:

$$f_u = \frac{R_m}{\gamma_{Mb}} \quad (85)$$

$$f_u = \frac{360}{1,45}$$

$$f_u = 248,3 \text{ MPa}$$

**Výpočet zatížení šroubu** [3, 6]

Moment působící v rovině spoje na polovinu rámu:

$$M = \frac{F_1}{2} \cdot L_1 \quad (86)$$

$$M = \frac{1,705 \cdot 10^4}{2} \cdot 325$$

$$M = 2,77 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

kde:

- $L_1$  rameno ohybu [mm]

V případě výpočtu šroubového spoje není uvažováno zatížení v geometrickém středu plochy podlahy. Za účelem vzniku momentu  $M$ , který působí v rovině spoje, byla záměrně uvažována méně příznivá varianta zatížení šroubů. Ta byla docílena posunutím působišť zatěžovací síly  $F_1$  o vzdálenost  $L_1$  ve směru podélné osy nosníku podlahy. Hodnota  $L_1$  reprezentuje čtvrtinu celkové délky nosníku podlahy.

Síla působící na jeden šroub (vliv momentu  $M$ , který působí v rovině spoje): [3]

$$F_{1M} = \frac{M}{i_s \cdot r} \quad (87)$$

$$F_{1M} = \frac{2,77 \cdot 10^6}{4 \cdot 75}$$

$$F_{1M} = 9,234 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

$i_s$  počet šroubů v počítané skupině [-]

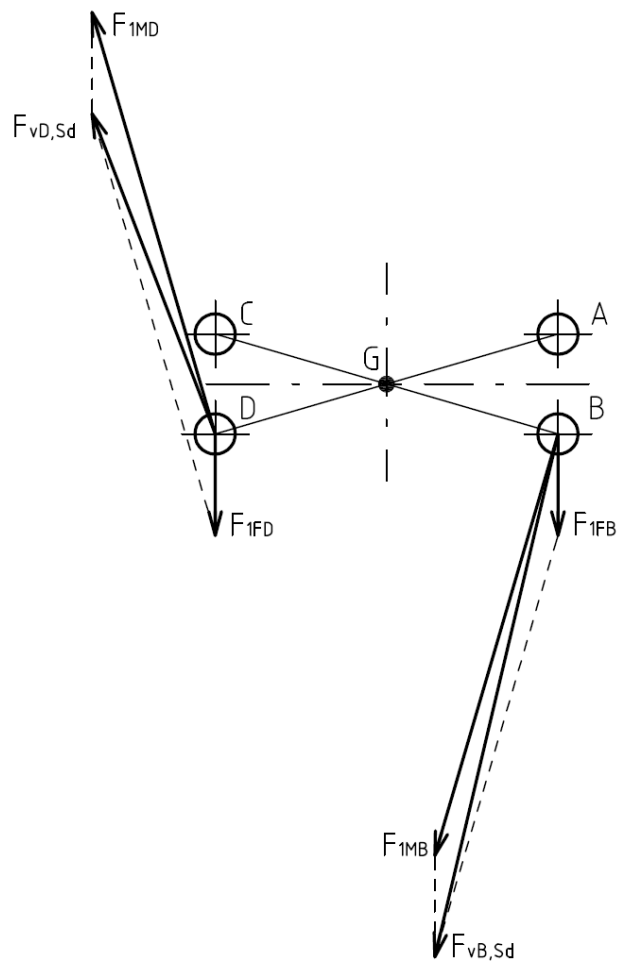
Síla působící na jeden šroub (vliv zatěžovací síly  $F_1$  rovnoměrně rozdělené na všechny šrouby ve spoji):

$$F_{1F} = \frac{F_1}{2 \cdot i_s} \quad (88)$$

$$F_{1F} = \frac{1.705 \cdot 10^4}{2 \cdot 4}$$

$$F_{1F} = 2,131 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Návrhová smyková síla působící na jeden šroub tzn. výslednice účinků momentu  $M$  a zatěžovací síly  $F_1$  se stanoví vektorovým součtem. Z důvodu rovnosti výsledných sil  $F_{vA,Sd} = F_{vB,Sd}$  a zároveň  $F_{vC,Sd} = F_{vD,Sd}$  a rovněž pro přehlednost, jsou síly, které působí na šrouby, nakresleny pouze na spodní dvojici šroubů v místech B a D (viz obr. 6.43). Velikosti výslednic účinků  $M$  a  $F_1$  byly odměřeny z programu Autodesk AutoCAD 2009.



Obr. 6.43 Síly působící na skupinu šroubů (zobrazení jen pro šrouby v místech B a D)

Velikost výslednice účinků momentu  $M$  a zatěžovací síly  $F_1$ , která působí na jeden šroub v místě B:

$$F_{vB,Sd} = \vec{F}_{1MB} + \vec{F}_{1FB} \quad (89)$$

$$F_{vB,Sd} = 1,129 \cdot 10^4 \text{ N}$$

kde:

$\vec{F}_{1MB}$  vektor síly působící na jeden šroub v místě B (vliv momentu  $M$ , který působí v rovině spoje) [N]

$\vec{F}_{1FB}$  vektor síly působící na jeden šroub v místě B (vliv zatěžovací síly  $F_1$  rovnoměrně rozdělené na všechny šrouby ve spoji) [N]

Velikost výslednice účinků momentu  $M$  a zatěžovací síly  $F_1$ , která působí na jeden šroub v místě D:

$$F_{vD,Sd} = \vec{F}_{1MD} + \vec{F}_{1FD} \quad (90)$$

$$F_{vD,Sd} = 7,213 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde:

$\vec{F}_{1MD}$  vektor síly působící na jeden šroub v místě D (vliv momentu  $M$ , který působí v rovině spoje) [N]

$\vec{F}_{1FD}$  vektor síly působící na jeden šroub v místě D (vliv zatěžovací síly  $F_1$  rovnoměrně rozdělené na všechny šrouby ve spoji) [N]

Přestože výsledné síly, které působí na jednotlivé šrouby jsou různé, byly použity všude stejné spojovací součásti navržené pro zatížení v místech A a B. Z toho důvodu nebude nutné vrtání otvorů o různých průměrech a použití různých šroubů, podložek a matic.

Hodnota návrhové smykové síly je tedy rovna velikosti:

$$F_{v,Sd} = F_{vA,Sd} = F_{vB,Sd} = 1,129 \cdot 10^4 \text{ N}$$

### Kontrola šroubového spoje [6]

Byl uvažován nepředepnutý šroubový spoj utahovaný lidskou silou nebo normalizovanými klíči, protože předpoklad trvalého funkčního předpětí by byl nesprávný. Z těchto důvodů byla provedena kontrola šroubů na únosnost ve stříhu a na otlacení spojovaného prvku nebo šroubu.

### Únosnost ve stříhu pro šroub: [6]

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{Mb}} \quad (91)$$

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 \cdot 800 \cdot 157}{1,45}$$

$$F_{v,Rd} = 5,197 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$F_{v,Sd} < F_{v,Rd}$$

$$1,129 \cdot 10^4 \text{ N} < 5,197 \cdot 10^4 \text{ N} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

### Únosnost v otláčení spojovaného prvku nebo šroubu: [6]

Dle [6] je součinitel  $\alpha$  roven minimální hodnotě z výrazů (x; y; z; 1,0).

x - vytržení okraje

$$x = \frac{e_1}{d_0} \quad (92)$$

$$x = \frac{21}{18,5}$$

$$x = 1,14$$

kde:

$e_1$  minimální vzdálenost od kraje plechu ve vertikálním směru [mm]

y - protržení otvoru

$$y = \left( \frac{p_1}{3 \cdot d_0} \right) - \frac{1}{4} \quad (93)$$

$$y = \left( \frac{42}{3 \cdot 18,5} \right) - \frac{1}{4}$$

$$y = 0,51$$

z - otláčení šroubu

$$z = \frac{f_{ub}}{f_u} \quad (94)$$

$$z = \frac{800}{248,3}$$

$$z = 3,2$$

1,0 - otláčení plechů

Jako nejnižší hodnota z výrazů (x; y; z; 1,0) se po výpočtu ukázala hodnota  $y = 0,51$ , která byla zvolena pro součinitele  $\alpha$ . Z toho důvodu byla počítána únosnost na protržení otvoru.

### Únosnost na protržení otvoru: [6]

$$F_{v,Rd} = \frac{2,5 \cdot \alpha \cdot f_u \cdot d_0 \cdot t}{\gamma_{Mb}} \quad (95)$$

$$F_{v,Rd} = \frac{2,5 \cdot 0,51 \cdot 248,3 \cdot 18,5 \cdot 4}{1,45}$$

$$F_{v,Rd} = 1,615 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$F_{b,Sd} < F_{v,Rd}$$

$$\mathbf{1,129 \cdot 10^4 \text{ N} < 1,615 \cdot 10^4 \text{ N} \rightarrow \text{VYHOVUJE}}$$

Kontrolovaná skupina šroubů vyhovuje pro obě počítané únosnosti.



## Závěr

Hlavním cílem této diplomové práce byl konstrukční návrh rámu klece výtahu pro nosnost 675 kg dle výrobních postupů firmy LIFTMONT CZ s.r.o a jeho následný pevnostní výpočet. Firma LIFTMONT CZ s.r.o měla doposud zkušenosti pouze s rámy klecí, které mají vodící kladky uloženy v tzv. „domečcích“ v horní části rámu. Úkolem bylo vytvořit prototyp rámu, který bude mít vodící kladky umístěny ve spodní části klece výtahu.

Nejprve byl popsán rám klece výtahu včetně jeho příslušenství pro bezpečný provoz a byla vypočítána hmotnost protizávaží.

Dále byla provedena pevnostní kontrola rámu klasickými výpočtovými metodami. Z celkové povahy konstrukce rámu však vyplynula její nevhodnost pro tento výpočet a výsledky se natolik lišily od skutečnosti, že se nedaly použít a nebyly ani uvedeny v této diplomové práci. Z toho důvodu byl rám zkontrolován pevnostní analýzou pomocí Metody konečných prvků (MKP). Konečno-prvkový model, včetně zohledněných vazeb, okrajových podmínek a zatěžovacích stavů, byl vytvořen v prostředí programu NX I-DEAS. Rám byl vystaven následujícím zatěžovacím stavům: rozjezd výtahu, normální provoz - jízda, normální provoz - nakládání a působení zachycovačů. Dále byl rám zatížen pěti hmotami, kterým byly přiřazeny příslušné hmotnosti. Při každém ze zatěžovacích stavů je aktivní vždy jen jedna hmota. Vhodnou kombinací okrajových podmínek vzniklo třináct variant zatěžovacích stavů. Největší napětí na konstrukci vznikají při zatěžovacím stavu působení zachycovačů 1 a největší deformace při režimu normální provoz - nakládání. Celkovým výsledkem MKP analýzy je, že tato koncepce (prototyp) rámu klece výtahu vyhovuje běžným požadavkům, které jsou na něj kladeny.

Dále byl proveden výpočet vodiček, která budou pro tento koncept použita. Celý výpočet probíhal dle normy ČSN EN 81-1 a jeho výsledkem je, že předpokládaná vodítka vyhovují pro všechny počítané zatěžovací stavy.

Kontrola čepu vodící kladky na ohyb, otláčení a střih vyhověla.

Tato diplomová práce též obsahuje kontrolu skupiny šroubů, které spojují nosník podlahy se svislým táhlem. Tato skupina šroubů byla počítána na únosnost ve střihu a na únosnost na protržení otvoru. Výsledkem je, že kontrolovaná skupina šroubů vyhovuje pro obě počítané únosnosti.

## Seznam použitých zdrojů

- [1] JANOVSKEÝ, Lubomír; DOLEŽAL, Josef. *Výtahy a eskalátory*. Vyd.1. Praha : SNTL, 1980. 696 s.
- [2] JANOVSKEÝ, Lubomír. *Systémy a strojní zařízení pro vertikální přepravu*. Vyd. 1. Praha : Ediční středisko ČVUT v Praze, 1991. 139 s. ISBN 80-01-00493-7.
- [3] SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles; BUDYNAS, Richard. *Konstruování strojních součástí*. Vyd. 1. Brno : VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [4] LEINVEBER, Jan; ŘASA, Jaroslav; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky : Upravené a doplněné vydání*. 3. dopl. vyd. Praha : Scientia, 2000. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [5] KRÍŽ, Rudolf. *Strojnické tabulky : pro SPŠ strojnické*. Vyd. 1. Praha : SNTL , 1978. 176 s.
- [6] ČSN 73 1401. *Navrhování ocelových konstrukcí*. Praha : Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1994. 136 s.
- [7] ČSN EN 81-1+A3. *Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahů : Část 1: Elektrické výtahy*. Praha : Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010. 176 s.
- [8] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení*. [online]. Brno: VUT FSI, [cit. 2011-01-15] 126 s. Dostupný z WWW: <<http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/DMZ-sylaby.pdf>>.
- [9] PUŠKÁŠ, Henrik; KUL'KA, Josef. *Výťahy - vývoj, současnost a trendy. Zdvihací zařízení v teorii a praxi* [online]. 2006, č. 2, [cit. 2010-12-20]. Dostupný z WWW: <<http://www.id.vsb.cz/zdvihacizarizeni/zz-2006-2.pdf>>. ISSN 1802-2812.
- [10] *Global elevators* [online]. 2008 [cit. 2011-03-20]. Dostupné z WWW: <[http://www.globalelevators.cz/content/download/300/1437/file/super\\_alta\(3\).pdf](http://www.globalelevators.cz/content/download/300/1437/file/super_alta(3).pdf)>.
- [11] *Quido : Objevy a vynálezy* [online]. 2010, poslední změna 18.04.2010 [cit. 2011-01-05]. Dostupné z WWW: <<http://www.quido.cz/objevy/vytah.htm>>.
- [12] *Výtahy Pardubice* [online]. 2007 [cit. 2011-01-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.vytahy-pce.cz/cs/produkty/27-naraznik/>>.
- [13] *LM Metal Lift* [online]. 2006 [cit. 2011-01-15]. Dostupné z WWW: <<http://www.metallift.cz/>>.
- [14] *PFB* [online]. [cit. 2011-01-15]. Dostupné z WWW: <[http://www.pfb.it/images/PFB091209120401\\_2\\_GR.jpg](http://www.pfb.it/images/PFB091209120401_2_GR.jpg)>.
- [15] *Comming Chrudim výtahy* [online]. 2008 [cit. 2011-01-17]. Dostupné z WWW: <<http://www.comming.cz/>>.

## Seznam použitých zkratek a symbolů

symbol	jednotka	význam
$a_1$	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení, působící na rám klece výtahu při zatěžovacích stavech normální provoz - jízda a normální provoz - nakládání
$a_2$	$[m \cdot s^{-2}]$	zrychlení, působící na rám klece výtahu při zatěžovacím stavu rozjezd výtahu
$a_3$	$[m \cdot s^{-2}]$	zpomalení, při kterém dojde k vybavení funkci zachycovačů (působí na rám klece výtahu při zatěžovacím stavu působení zachycovačů)
$A_S$	$[mm^2]$	výpočtový průřez šroubu
$c_v$	$[mm]$	tloušťka spojky mezi přírubou a stojnou vodítka
$d_0$	$[mm]$	průměr díry pro šrouby (pro řadu s hrubou roztečí)
$d_{\xi}$	$[mm]$	průměr čepu vodící kladky
$D_k$	$[mm]$	minimální roztečný průměr vodící kladky
$d_l$	$[mm]$	jmenovitý průměr nosných lan
$d_S$	$[mm]$	průměr šroubu
$D_x$	$[mm]$	vnější rozměr podlahy klece v ose x
$D_y$	$[mm]$	vnější rozměr podlahy klece v ose y
$E$	$[MPa]$	modul pružnosti oceli v tahu
$e_1$	$[mm]$	minimální vzdálenost od kraje plechu ve vertikálním směru
$F_1$	$[N]$	zatěžovací síla
$F_{1F}$	$[N]$	síla působící na jeden šroub (vliv zatěžovací síly $F_1$ rovnoměrně rozdělené na všechny šrouby ve spoji)
$\vec{F}_{1FB}$	$[N]$	vektor síly působící na jeden šroub v místě B (vliv zatěžovací síly $F_1$ rovnoměrně rozdělené na všechny šrouby ve spoji)
$\vec{F}_{1FD}$	$[N]$	vektor síly působící na jeden šroub v místě D (vliv zatěžovací síly $F_1$ rovnoměrně rozdělené na všechny šrouby ve spoji)
$F_{1M}$	$[N]$	síla působící na jeden šroub (vliv momentu $M$ , který působí v rovině spoje)
$\vec{F}_{1MB}$	$[N]$	vektor síly působící na jeden šroub v místě B (vliv momentu $M$ , který působí v rovině spoje)
$\vec{F}_{1MD}$	$[N]$	vektor síly působící na jeden šroub v místě D (vliv momentu $M$ , který působí v rovině spoje)
$F_{\xi}$	$[N]$	síla působící na čep
$F_k$	$[N]$	vzpěrná síla způsobená klecí
$F_S$	$[N]$	zatížení prahu klece (při nakládání a vykládání klece)
$f_u$	$[MPa]$	výsledná mez pevnosti plechu určená pro výpočet šroubových spojů

$f_{ub}$	[MPa]	mez pevnosti šroubu
$F_{v,Rd}$	[N]	únosnost na protržení otvoru
$F_{vA,Sd}$	[N]	velikost výslednice účinků momentu M a zatěžovací síly $F_1$ , která působí na jeden šroub v místě A
$F_{vB,Sd}$	[N]	velikost výslednice účinků momentu M a zatěžovací síly $F_1$ , která působí na jeden šroub v místě B
$F_{vC,Sd}$	[N]	velikost výslednice účinků momentu M a zatěžovací síly $F_1$ , která působí na jeden šroub v místě C
$F_{vD,Sd}$	[N]	velikost výslednice účinků momentu M a zatěžovací síly $F_1$ , která působí na jeden šroub v místě D
$F_{xj1}$	[N]	síla z vedení v ose x (při normálním provozu - jízda - vychýlení namáhání v ose x)
$F_{xj2}$	[N]	síla z vedení v ose x (při normálním provozu - jízda - vychýlení namáhání v ose y)
$F_{xn}$	[N]	síla z vedení v ose x (při normálním provozu - nakládání)
$F_{xz1}$	[N]	síla z vedení v ose x (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose x)
$F_{xz2}$	[N]	síla z vedení v ose x (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose y)
$f_{yd}$	[MPa]	návrhová pevnost oceli 11 373 odvozená od meze kluzu $R_e$
$F_{yj1}$	[N]	síla z vedení v ose y (při normálním provozu - jízda - vychýlení namáhání v ose x)
$F_{yj2}$	[N]	síla z vedení v ose y (při normálním provozu - jízda - vychýlení namáhání v ose y)
$F_{yn}$	[N]	síla z vedení v ose y (při normálním provozu - nakládání)
$F_{yz1}$	[N]	síla z vedení v ose y (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose x)
$F_{yz2}$	[N]	síla z vedení v ose y (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose y)
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení
$H$	[m]	zdvih výtahu
$h$	[mm]	svislá vzdálenost vodících čelistí
$i_s$	[mm]	počet šroubů v počítané skupině
$I_x$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment průřezu k ose x
$i_x$	[mm]	poloměr setrvačnosti k ose x
$I_y$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment průřezu k ose y
$i_y$	[mm]	poloměr setrvačnosti k ose y
$k$	[-]	součinitel bezpečnosti vzhledem k mezi kluzu $R_{e,\delta}$

$k_1$	[-]	součinitel rázu při působení zachycovačů
$k_2$	[-]	součinitel rázu při normálním provozu - jízdě
$k_v$	[N·mm <sup>-1</sup> ]	tuhost vodítek
$L_1$	[mm]	rameno ohybu
$l_{max}$	[mm]	vzdálenost mezi kotevními prvky (kotvami) vodítek
$L_{pl}$	[mm]	vzdálenost plechů
$M$	[Nmm]	moment působící v rovině spoje na polovinu rámu
$M_1$	[kg]	hmota $M_1$
$M_2$	[kg]	hmota $M_2$
$M_3$	[kg]	hmota $M_3$
$M_4$	[kg]	hmota $M_4$
$M_5$	[kg]	hmota $M_5$
$m_k$	[kg]	hmotnost kabiny
$M_k$	[kg]	hmota $M_k$
$m_{kd}$	[kg]	hmotnost kabinových dveří
$M_{o\check{c}}$	[Nmm]	maximální ohybový moment (na čepu vodící kladky)
$m_p$	[kg]	hmotnost podlahy
$m_{pro}$	[kg]	hmotnost protizávaží
$m_r$	[kg]	hmotnost rámu klece
$M_{xj1}$	[Nmm]	ohybový moment v ose x (při normálním provozu - jízda - vychýlení namáhání v ose x)
$M_{xj2}$	[Nmm]	ohybový moment v ose x (při normálním provozu - jízda - vychýlení namáhání v ose y)
$M_{xn}$	[Nmm]	ohybový moment v ose x (při normálním provozu - nakládání)
$M_{xz1}$	[Nmm]	ohybový moment v ose x (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose x)
$M_{xz2}$	[Nmm]	ohybový moment v ose x (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose y)
$M_{yj1}$	[Nmm]	ohybový moment v ose y (při normálním provozu - jízda - vychýlení namáhání v ose x)
$M_{yj2}$	[Nmm]	ohybový moment v ose y (při normálním provozu - jízda - vychýlení namáhání v ose y)
$M_{yn}$	[Nmm]	ohybový moment v ose y (při normálním provozu - nakládání)
$M_{yz1}$	[Nmm]	ohybový moment v ose y (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose x)
$M_{yz2}$	[Nmm]	ohybový moment v ose y (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose y)
$n_v$	[-]	počet vodítek

P	[kg]	hmotnost prázdné klece včetně příslušenství
p	[MPa]	otlačení čepu
p <sub>1</sub>	[mm]	vzdálenost mezi středy šroubů ve vertikálním směru
p <sub>2</sub>	[mm]	vzdálenost mezi středy šroubů v horizontálním směru
p <sub>dov</sub>	[MPa]	hodnota dovoleného tlaku ve stykových plochách (pro ocel - ocel)
Q	[kg]	nosnost klece výtahu
Q <sub>p</sub>	[kg]	nosnost klece výtahu navýšená o 25 %
r	[mm]	vzdálenost středů jednotlivých šroubů od těžiště počítané skupiny šroubů G
R <sub>e</sub>	[MPa]	mez kluzu oceli (materiál 11 373)
R <sub>e,č</sub>	[MPa]	mez kluzu oceli, z které je vyroben čep vodící kladky
R <sub>m</sub>	[MPa]	jmenovitá hodnota meze pevnosti v tahu oceli
R <sub>m,v</sub>	[MPa]	mez pevnosti vodiček v tahu
S <sub>t</sub>	[-]	součinitel bezpečnosti při působení zachycovačů
S <sub>tn</sub>	[-]	součinitel bezpečnosti při normálním provozu - nakládání do klece
S <sub>už</sub>	[kg]	největší užitná plocha klece
S <sub>v</sub>	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu vodička
t	[mm]	tloušťka nejtenčího plechu
t <sub>pl</sub>	[mm]	tloušťka plechů použita při počítání čepu vodící kladky na otlačení
v <sub>n</sub>	[m·s <sup>-1</sup> ]	nominální (jmenovitá) rychlost
v <sub>vyb</sub>	[m·s <sup>-1</sup> ]	vybavovací rychlost
W <sub>o</sub>	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu
W <sub>x</sub>	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu kolem osy x
W <sub>y</sub>	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu kolem osy y
x	[mm]	vytržení okraje
x <sub>1</sub>	[mm]	souřadnice určující polohu středu kabinových dveří v ose x
x <sub>P</sub>	[mm]	vzdálenost těžiště a hmotnosti prázdné klece P k vodítku v ose x
x <sub>Q1</sub>	[mm]	vzdálenost těžiště zatížení Q k vodítku v ose x (vychýlení namáhání v ose x)
x <sub>Q2</sub>	[mm]	vzdálenost těžiště zatížení Q k vodítku v ose x (vychýlení namáhání v ose y)
x <sub>S</sub>	[mm]	vzdálenost těžiště pevného závěsu v ose x
y	[mm]	protržení otvoru
y <sub>1</sub>	[mm]	souřadnice určující polohu středu kabinových dveří v ose y
y <sub>P</sub>	[mm]	vzdálenost těžiště a hmotnosti prázdné klece P k vodítku v ose y
y <sub>Q1</sub>	[mm]	vzdálenost těžiště zatížení Q k vodítku v ose y (vychýlení namáhání v ose x)

$y_{Q2}$	[mm]	vzdálenost těžiště zatížení Q k vodítku v ose y (vychýlení namáhání v ose y)
$y_s$	[mm]	vzdálenost těžiště pevného závěsu v ose y
$z$	[mm]	otlačení šroubu
$\delta$	[mm]	průhyb vodítek
$\delta_{dovj}$	[mm]	maximální dovolené průhyby vodítek profilu T bez působení zachycovačů
$\delta_{dovz}$	[mm]	maximální dovolené průhyby vodítek profilu T při působení zachycovačů
$\delta_{xj1}$	[mm]	průhyb vodítka v ose x (při normálním provozu - jízda - vychýlení namáhání v ose x)
$\delta_{xj2}$	[mm]	průhyb vodítka v ose x (při normálním provozu - jízda - vychýlení namáhání v ose y)
$\delta_{xn}$	[mm]	průhyb vodítka v ose x (při normálním provozu - nakládání)
$\delta_{xz1}$	[mm]	průhyb vodítka v ose x (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose x)
$\delta_{xz2}$	[mm]	průhyb vodítka v ose x (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose y)
$\delta_{yj1}$	[mm]	průhyb vodítka v ose y (při normálním provozu - jízda - vychýlení namáhání v ose x)
$\delta_{yj2}$	[mm]	průhyb vodítka v ose y (při normálním provozu - jízda - vychýlení namáhání v ose y)
$\delta_{yn}$	[mm]	průhyb vodítka v ose y (při normálním provozu - nakládání)
$\delta_{yz1}$	[mm]	průhyb vodítka v ose y (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose x)
$\delta_{yz2}$	[mm]	průhyb vodítka v ose y (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose y)
$\gamma_{M2}$	[-]	dílčí součinitel spolehlivosti materiálu pro průřezy oslabené dírami pro šrouby
$\gamma_{Mb}$	[-]	parciální součinitel spolehlivosti šroubového spoje pro šrouby namáhané na stříh a otlačení
$\lambda_x$	[-]	součinitel štíhlosti v ose x
$\lambda_y$	[-]	součinitel štíhlosti v ose y
$\sigma_{cz1}$	[MPa]	namáhání na ohyb a vzpěr (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose x)
$\sigma_{cz2}$	[MPa]	namáhání na ohyb a vzpěr (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose y)
$\sigma_{dovn}$	[MPa]	dovolené namáhání při normálním provozu - nakládání do klece
$\sigma_{dovz}$	[MPa]	dovolené namáhání při působení zachycovačů

$\sigma_{Fj1}$	[MPa]	namáhání příruby vodítka na ohyb (při normálním provozu - jízda - vychýlení namáhání v ose x)
$\sigma_{Fj2}$	[MPa]	namáhání příruby vodítka na ohyb (při normálním provozu - jízda - vychýlení namáhání v ose y)
$\sigma_{Fn}$	[MPa]	namáhání příruby vodítka na ohyb (při normálním provozu - nakládání)
$\sigma_{Fz1}$	[MPa]	namáhání příruby vodítka na ohyb (při normálním provozu - jízda - vychýlení namáhání v ose x)
$\sigma_{Fz2}$	[MPa]	namáhání příruby vodítka na ohyb (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose y)
$\sigma_k$	[MPa]	namáhání ve vzpěru
$\sigma_{mj1}$	[MPa]	celkové namáhání na ohyb (při normálním provozu - jízda - vychýlení namáhání v ose x, součet složek $\sigma_{xj1}$ a $\sigma_{yj1}$ )
$\sigma_{mj2}$	[MPa]	celkové namáhání na ohyb (při normálním provozu - jízda - vychýlení namáhání v ose y, součet složek $\sigma_{xj2}$ a $\sigma_{yj2}$ )
$\sigma_{mn}$	[MPa]	celkové namáhání na ohyb (při normálním provozu - nakládání, součet složek $\sigma_{xn}$ a $\sigma_{yn}$ )
$\sigma_{mz1}$	[MPa]	celkové namáhání na ohyb (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose x, součet složek $\sigma_{xz1}$ a $\sigma_{yz1}$ )
$\sigma_{mz2}$	[MPa]	celkové namáhání na ohyb (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose y, součet složek $\sigma_{xz2}$ a $\sigma_{yz2}$ )
$\sigma_{o\check{c}}$	[MPa]	napětí čepu v ohybu
$\sigma_{red}$	[MPa]	redukováné napětí
$\sigma_{xj1}$	[MPa]	ohybové napětí v ose x (při normálním provozu - jízda - vychýlení namáhání v ose x)
$\sigma_{xj2}$	[MPa]	ohybové napětí v ose x (při normálním provozu - jízda - vychýlení namáhání v ose y)
$\sigma_{xn}$	[MPa]	ohybové napětí v ose x (při normálním provozu - nakládání)
$\sigma_{xz1}$	[MPa]	ohybové napětí v ose x (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose x)
$\sigma_{xz2}$	[MPa]	ohybové napětí v ose x (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose y)
$\sigma_{yj1}$	[MPa]	ohybové napětí v ose y (při normálním provozu - jízda - vychýlení namáhání v ose x)
$\sigma_{yj2}$	[MPa]	ohybové napětí v ose y (při normálním provozu - jízda - vychýlení namáhání v ose y)
$\sigma_{yn}$	[MPa]	ohybové napětí v ose y (při normálním provozu - nakládání)



$\sigma_{yz1}$	[MPa]	ohybové napětí v ose y (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose x)
$\sigma_{yz2}$	[MPa]	ohybové napětí v ose y (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose y)
$\sigma_{z1}$	[MPa]	namáhání na ohyb a tlak (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose x)
$\sigma_{z2}$	[MPa]	namáhání na ohyb a tlak (při působení zachycovačů - vychýlení namáhání v ose y)
$\tau$	[MPa]	napětí ve střihu
$\omega$	[-]	součinitel vzpěru

## Seznam příloh

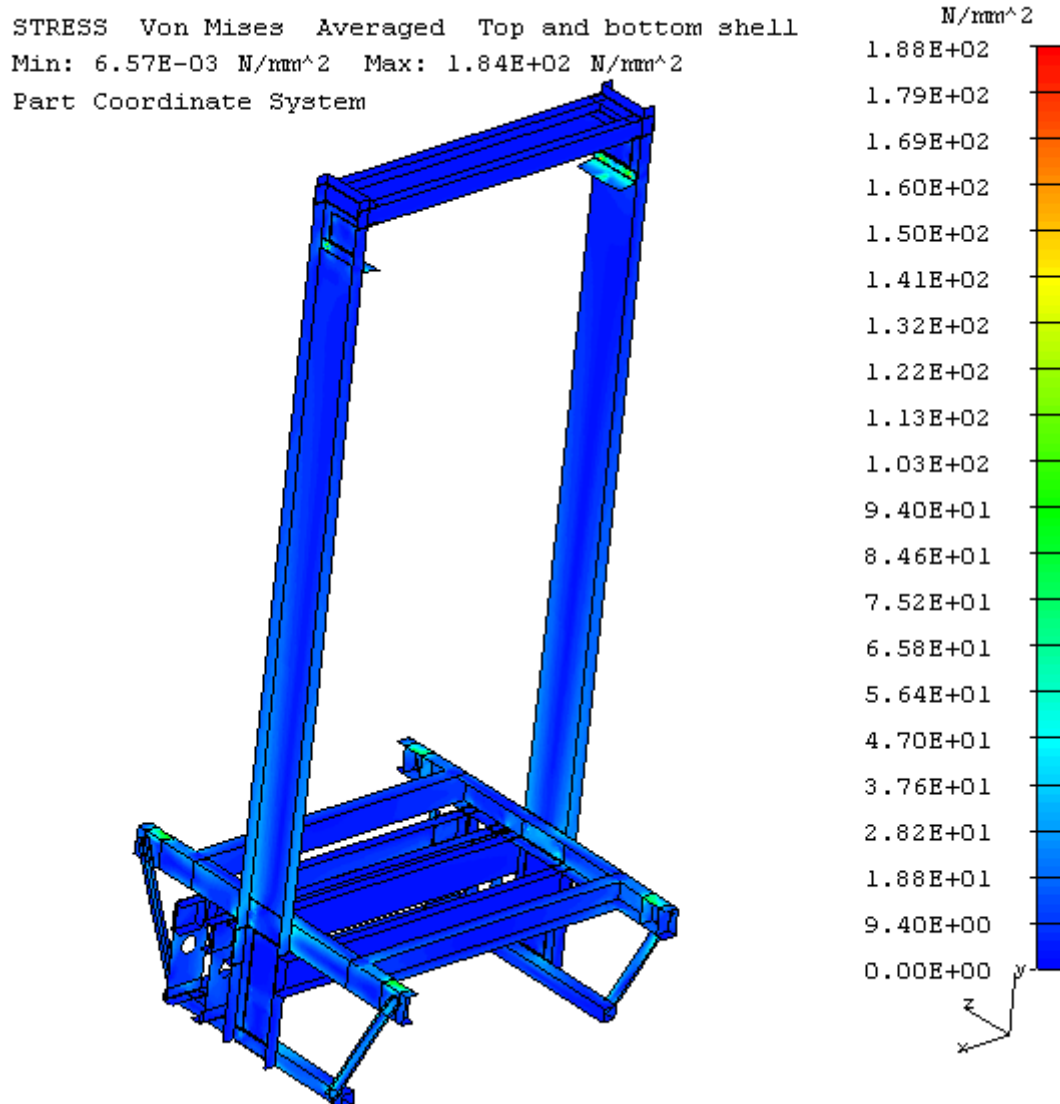
- Příloha 1: Výsledky MKP analýzy - celý rám; rozjezd výtahu 1 - výsledná napětí
- Příloha 2: Výsledky MKP analýzy - celý rám; rozjezd výtahu 1 - výsledné deformace
- Příloha 3: Výsledky MKP analýzy - celý rám; rozjezd výtahu 2 - výsledná napětí
- Příloha 4: Výsledky MKP analýzy - celý rám; rozjezd výtahu 2 - výsledné deformace
- Příloha 5: Výsledky MKP analýzy - celý rám; rozjezd výtahu 3 - výsledná napětí
- Příloha 6: Výsledky MKP analýzy - celý rám; rozjezd výtahu 3 - výsledné deformace
- Příloha 7: Výsledky MKP analýzy - celý rám; rozjezd výtahu 4 - výsledná napětí
- Příloha 8: Výsledky MKP analýzy - celý rám; rozjezd výtahu 4 - výsledné deformace
- Příloha 9: Výsledky MKP analýzy - celý rám; normální provoz - jízda 1 - výsledná napětí
- Příloha 10: Výsledky MKP analýzy - celý rám; normální provoz - jízda 1 - výsledné deformace
- Příloha 11: Výsledky MKP analýzy - celý rám; normální provoz - jízda 2 - výsledná napětí
- Příloha 12: Výsledky MKP analýzy - celý rám; normální provoz - jízda 2 - výsledné deformace
- Příloha 13: Výsledky MKP analýzy - celý rám; normální provoz - jízda 3 - výsledná napětí
- Příloha 14: Výsledky MKP analýzy - celý rám; normální provoz - jízda 3 - výsledné deformace
- Příloha 15: Výsledky MKP analýzy - celý rám; normální provoz - jízda 4 - výsledná napětí
- Příloha 16: Výsledky MKP analýzy - celý rám; normální provoz - jízda 4 - výsledné deformace
- Příloha 17: Výsledky MKP analýzy - celý rám; normální provoz - nakládání - výsledná napětí
- Příloha 18: Výsledky MKP analýzy - celý rám; normální provoz - nakládání - výsledné deformace
- Příloha 19: Výsledky MKP analýzy - celý rám; působení zachycovačů 1 - výsledná napětí
- Příloha 20: Výsledky MKP analýzy - celý rám; působení zachycovačů 1 - výsledné deformace
- Příloha 21: Výsledky MKP analýzy - celý rám; působení zachycovačů 2 - výsledná napětí
- Příloha 22: Výsledky MKP analýzy - celý rám; působení zachycovačů 2 - výsledné deformace
- Příloha 23: Výsledky MKP analýzy - celý rám; působení zachycovačů 3 - výsledná napětí

- Příloha 24: Výsledky MKP analýzy - celý rám; působení zachycovačů 3 - výsledné deformace
- Příloha 25: Výsledky MKP analýzy - celý rám; působení zachycovačů 4 - výsledná napětí
- Příloha 26: Výsledky MKP analýzy - celý rám; působení zachycovačů 4 - výsledné deformace

## Seznam výkresové dokumentace

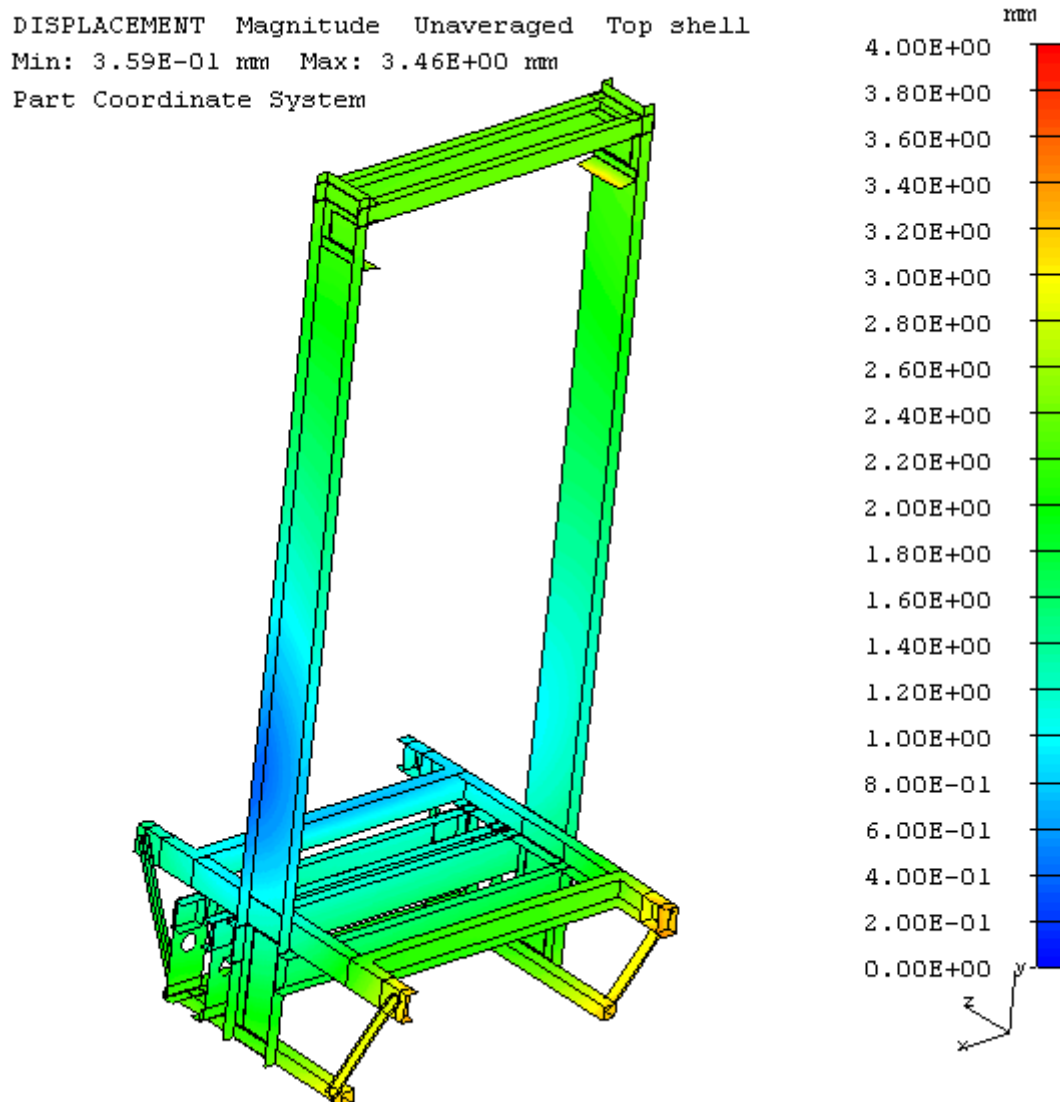
číslo výkresu	formát	název
0 - 5O32 - 2011 - 00	A0	RÁM KLECE VÝTAHU

## Příloha 1



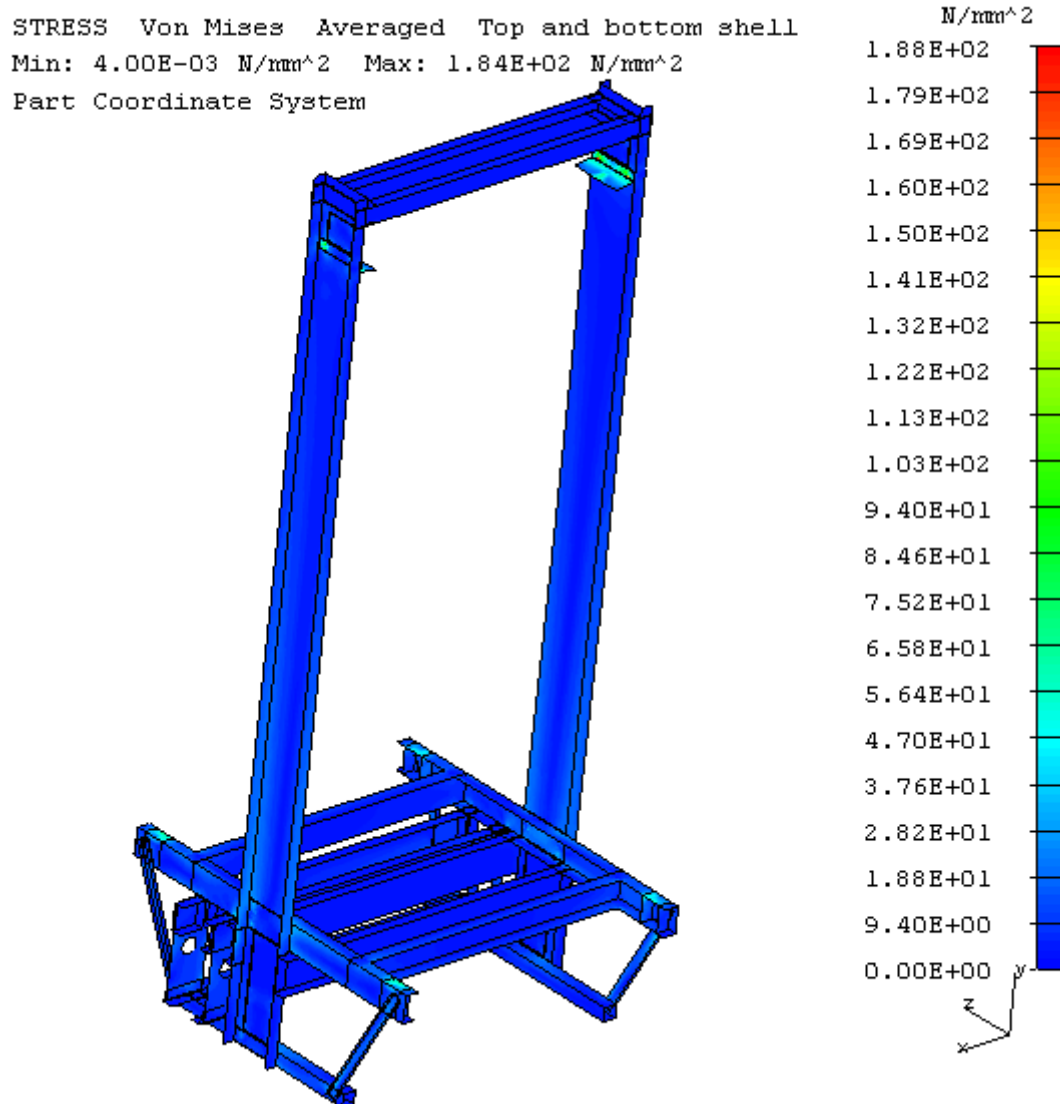
Obr. P1 Celý rám; zatěžovací stav: rozjezd výtahu 1; redukované napětí podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní i spodní strana skořepinového modelu; max. napětí 184 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

## Příloha 2



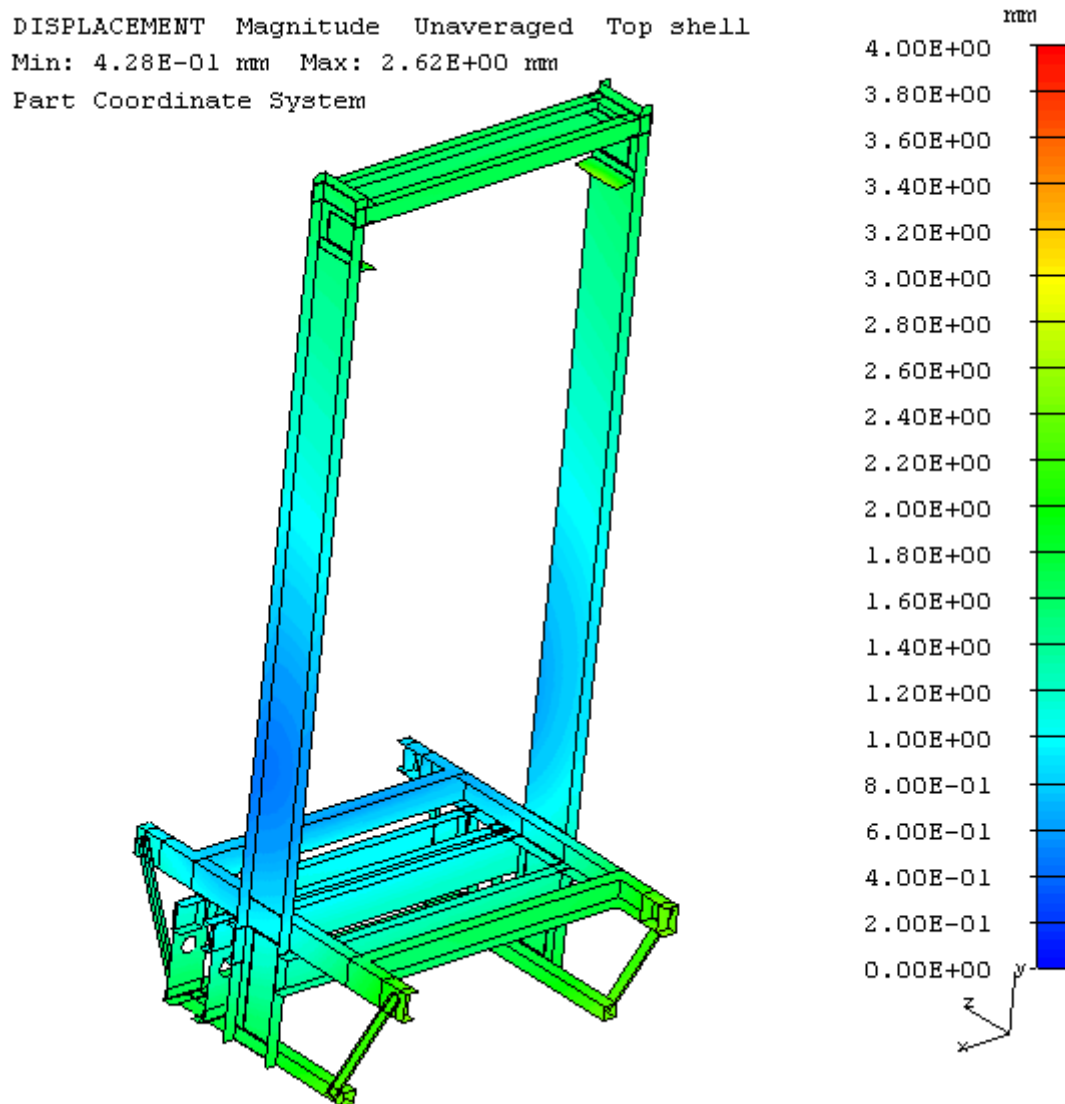
Obr. P2 Celý rám; zatěžovací stav: rozjezd výtahu 1; deformace na rámu; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. deformace 3,46 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

## Příloha 3



Obr. P3 Celý rám; zatěžovací stav: rozjezd výtahu 2; redukované napětí podle teorie HMM;  
 deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní i spodní strana skořepinového modelu;  
 max. napětí 184 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

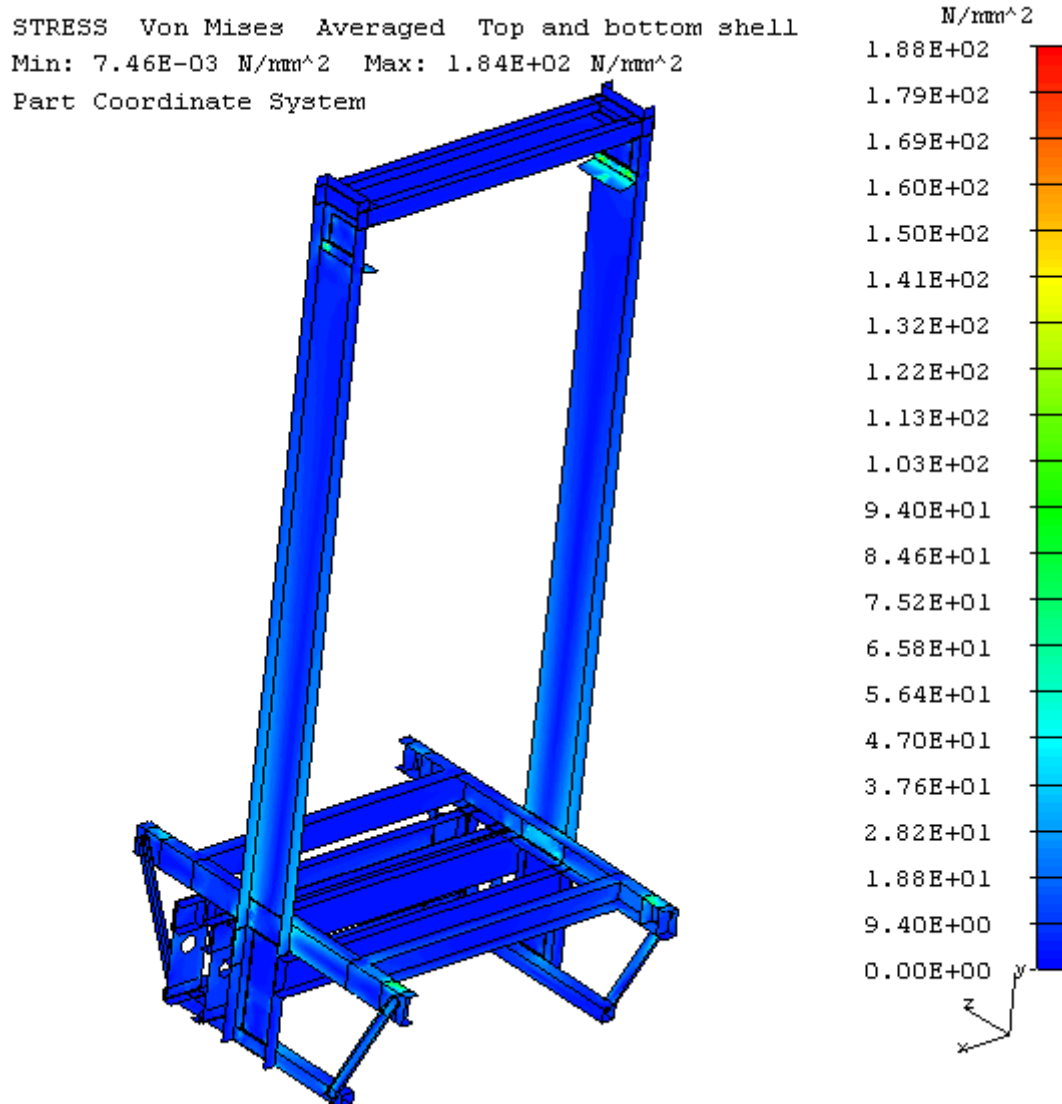
## Příloha 4



Obr. P4 Celý rám; zatěžovací stav: rozjezd výtahu 2; deformace na rámu; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. deformace 2,62 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

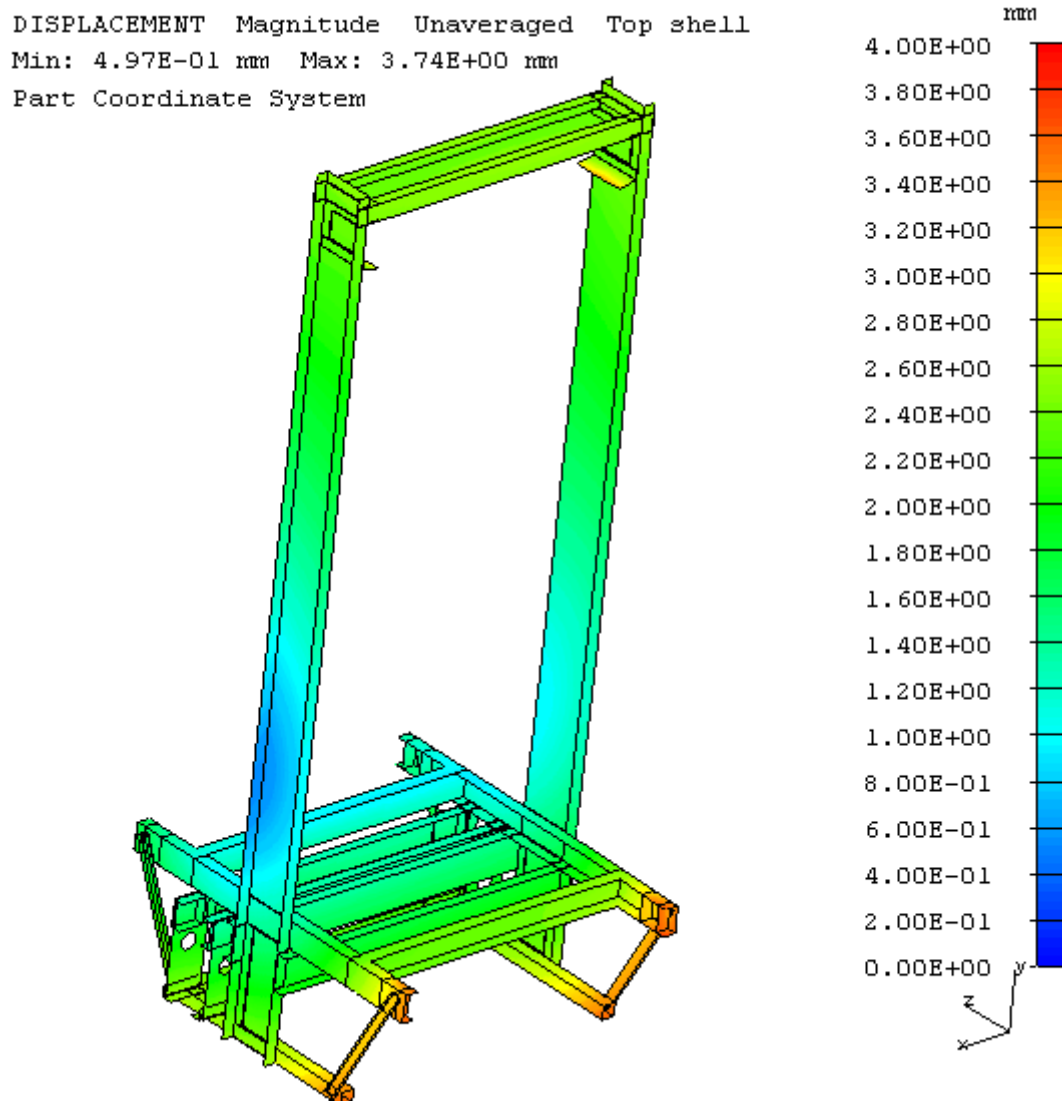


## Příloha 5



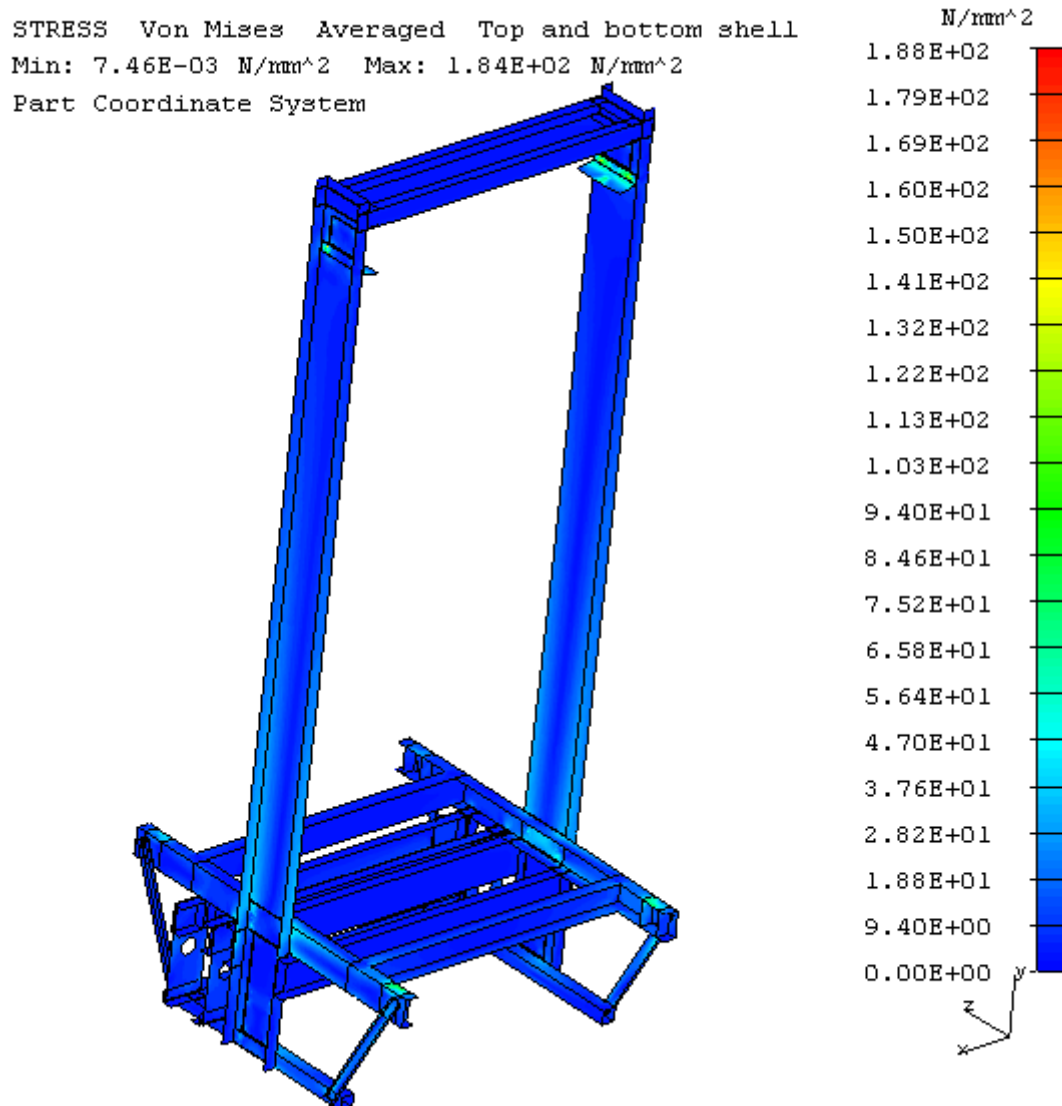
Obr. P5 Celý rám; zatěžovací stav: rozjezd výtahu 3; redukované napětí podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní i spodní strana skořepinového modelu; max. napětí 184 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

## Příloha 6



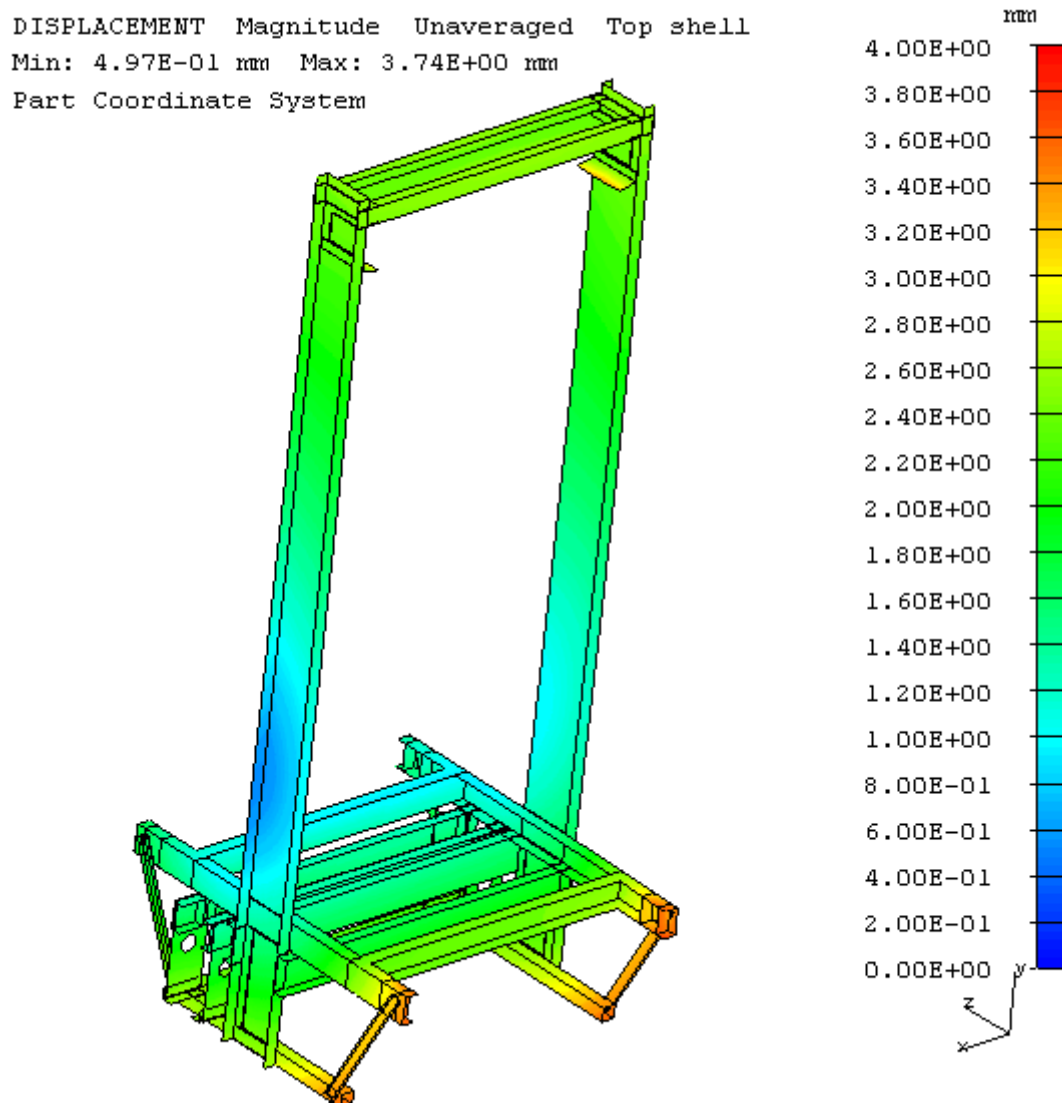
Obr. P6 Celý rám; zatěžovací stav: rozjezd výtahu 3; deformace na rámu; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. deformace 3,74 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

## Příloha 7



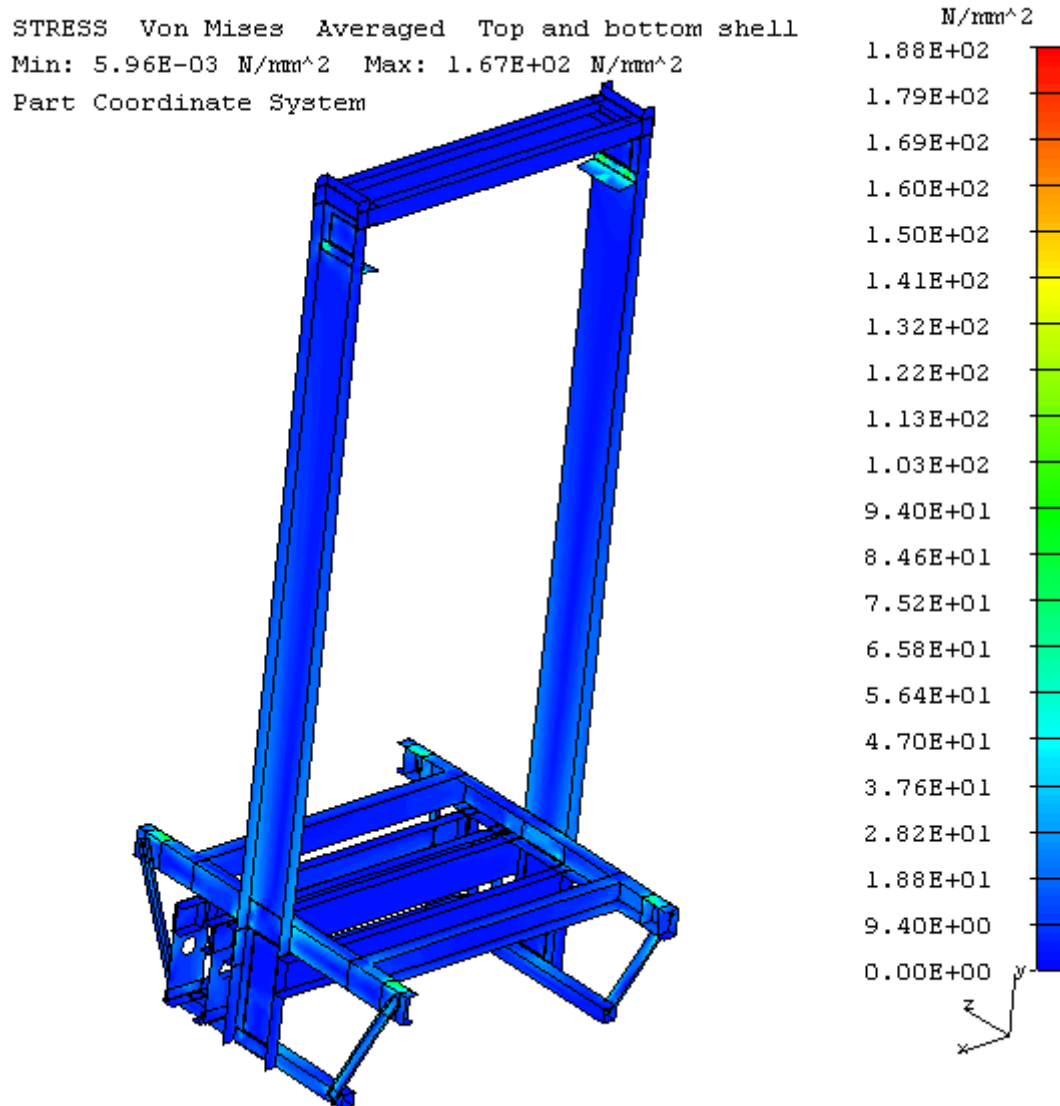
Obr. P7 Celý rám; zatěžovací stav: rozjezd výtahu 4; redukované napětí podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní i spodní strana skořepinového modelu; max. napětí 184 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

## Příloha 8



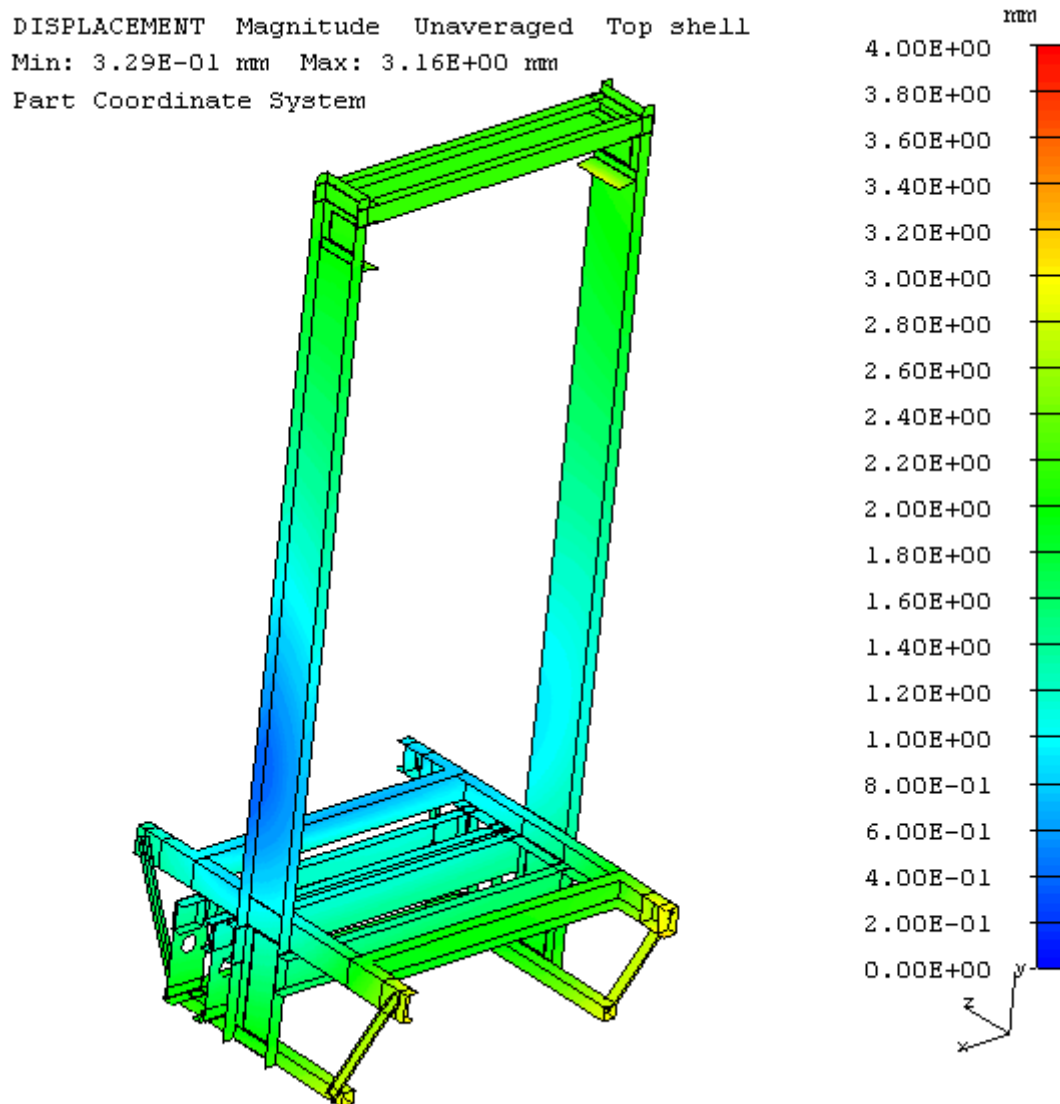
Obr. P8 Celý rám; zatěžovací stav: rozjezd výtahu 4; deformace na rámu; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu; max. deformace 3,74 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

## Příloha 9



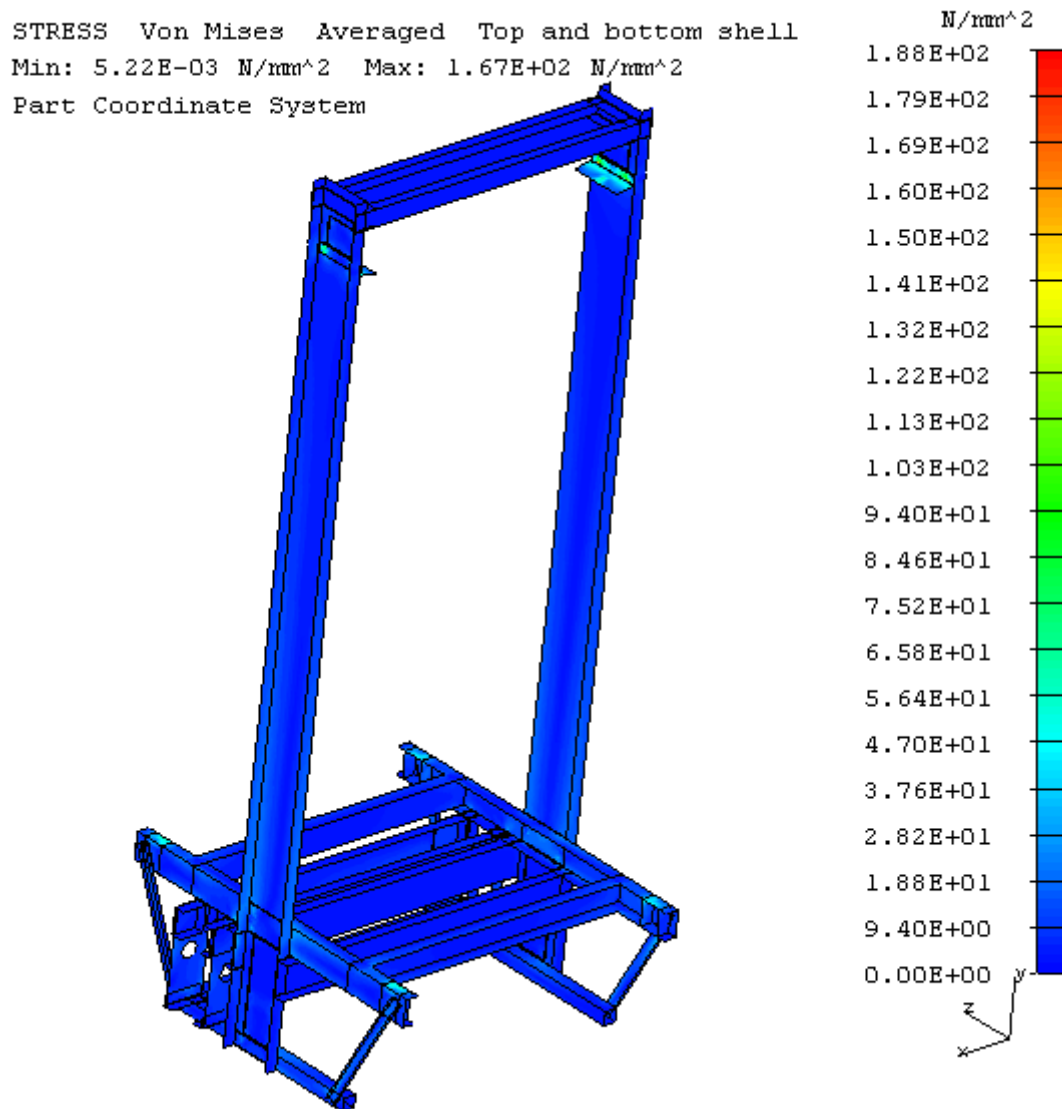
Obr. P9 Celý rám; zatěžovací stav: normální provoz - jízda 1; redukované napětí podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní i spodní strana skořepinového modelu; max. napětí 167 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

## Příloha 10



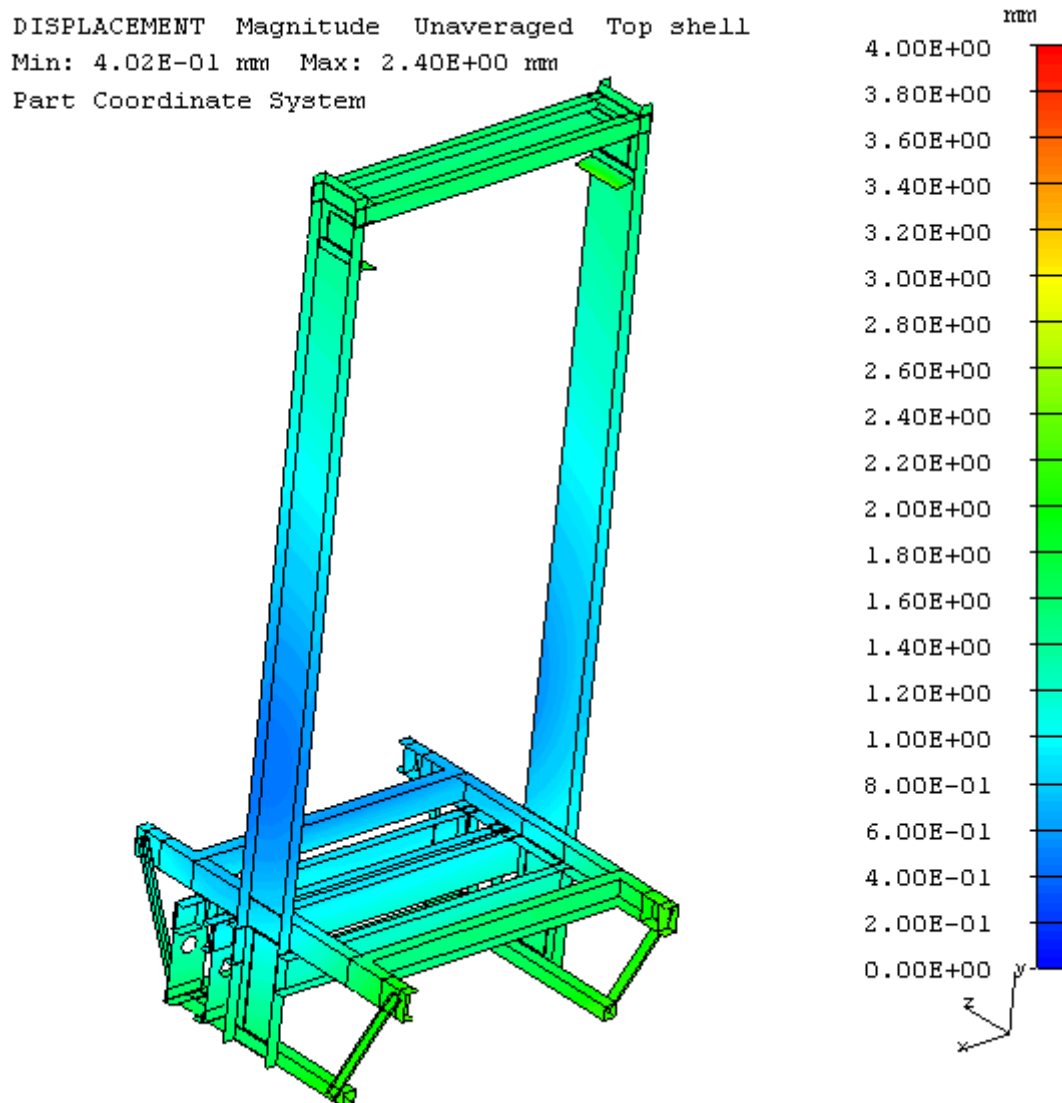
Obr. P10 Celý rám; zatěžovací stav: normální provoz - jízda 1; deformace na rámu;  
 deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu;  
 max. deformace 3,16 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

## Příloha 11



Obr. P11 Celý rám; zatěžovací stav: normální provoz - jízda 2; redukované napětí podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní i spodní strana skořepinového modelu; max. napětí 167 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

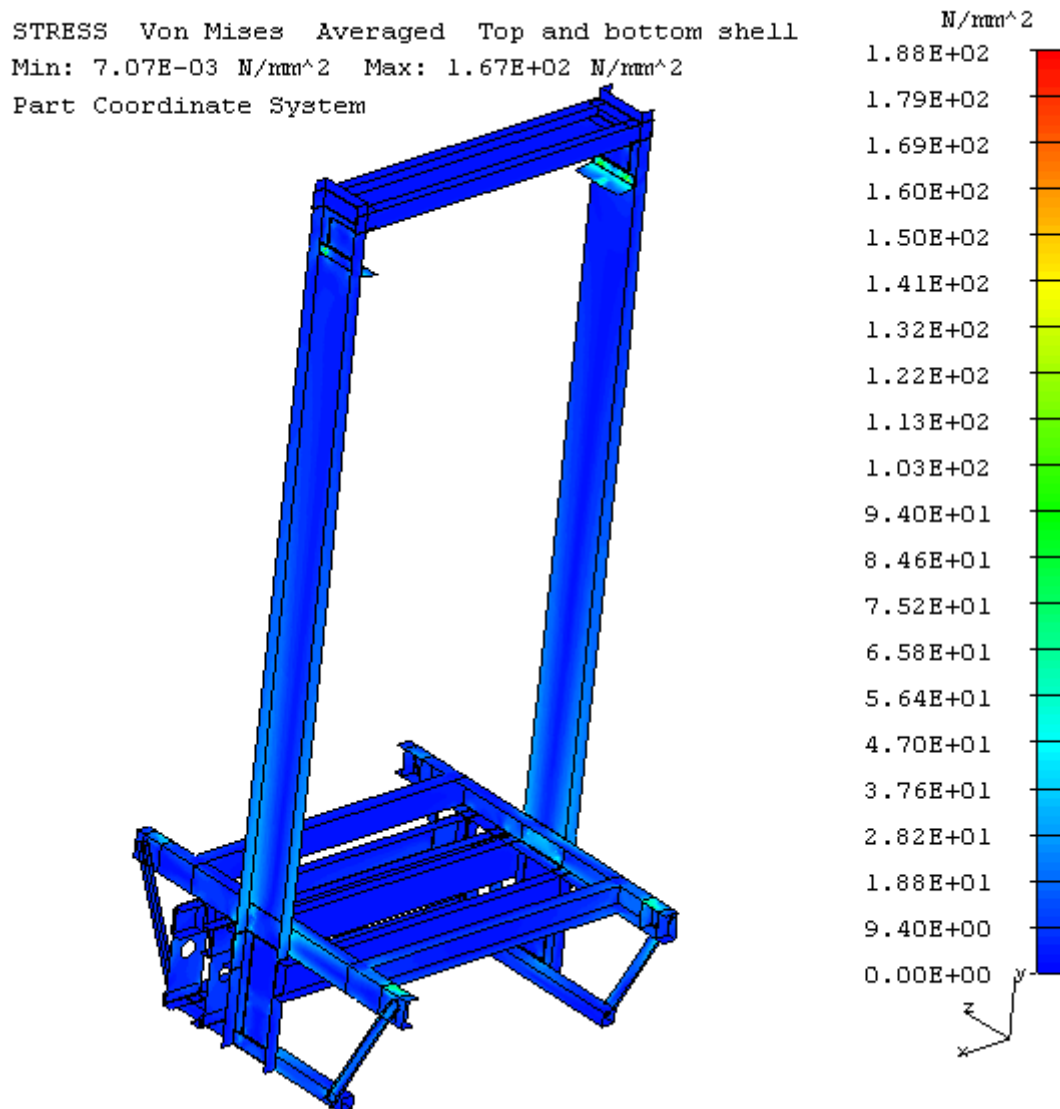
## Příloha 12



Obr. P12 Celý rám; zatěžovací stav: normální provoz - jízda 2; deformace na rámu;  
deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu;  
max. deformace 2,40 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

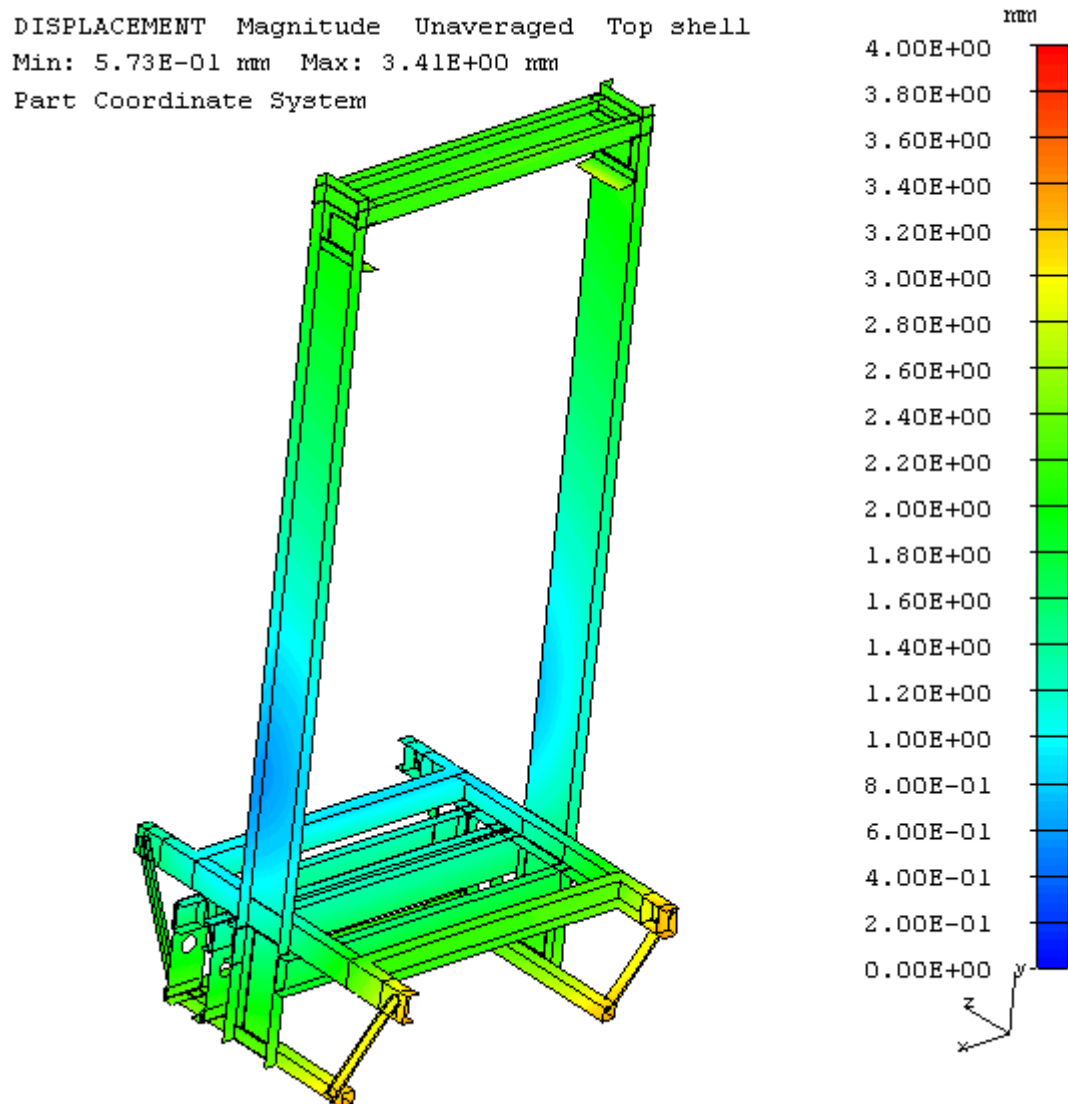


## Příloha 13



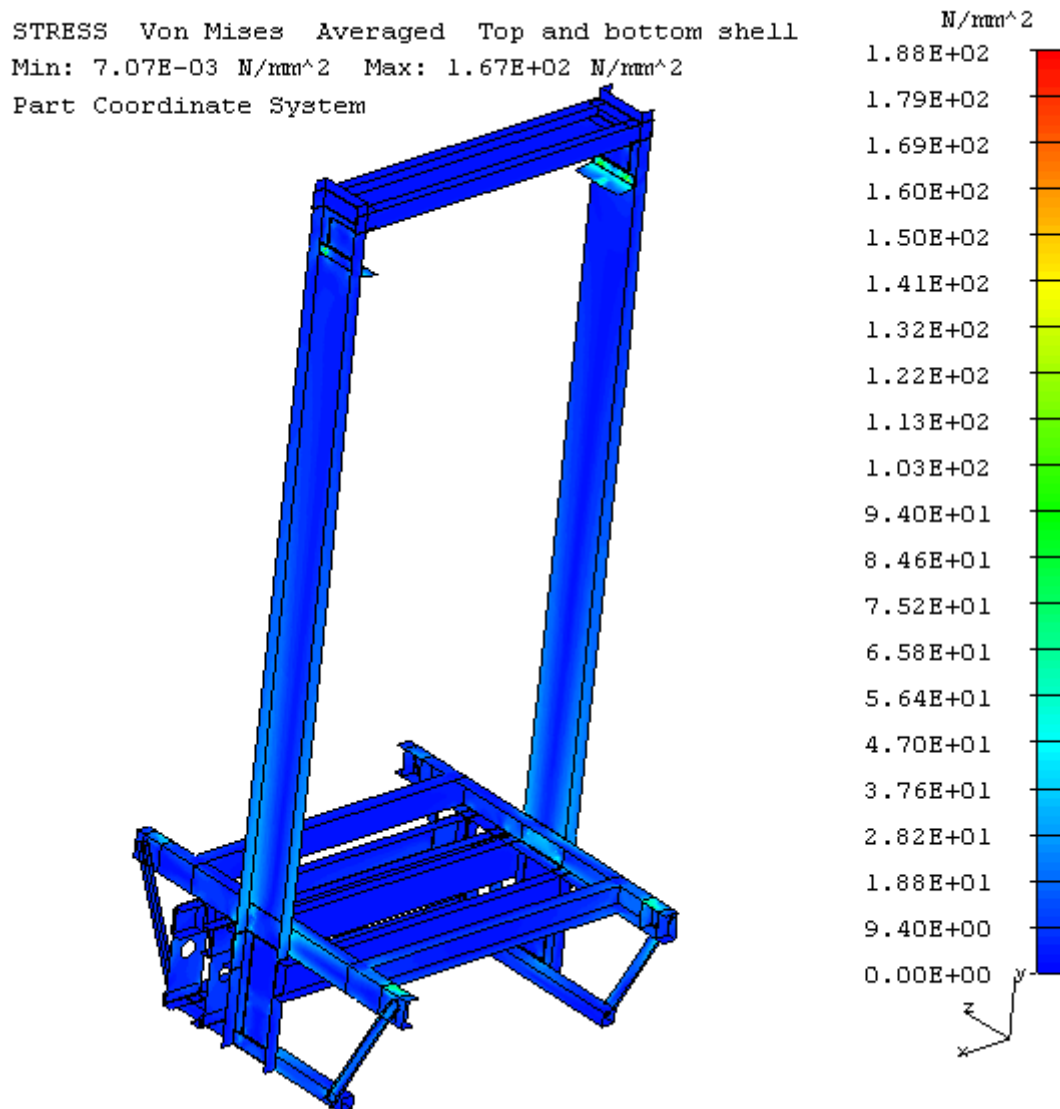
Obr. P13 Celý rám; zatěžovací stav: normální provoz - jízda 3; redukované napětí podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní i spodní strana skořepinového modelu; max. napětí 167 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

## Příloha 14



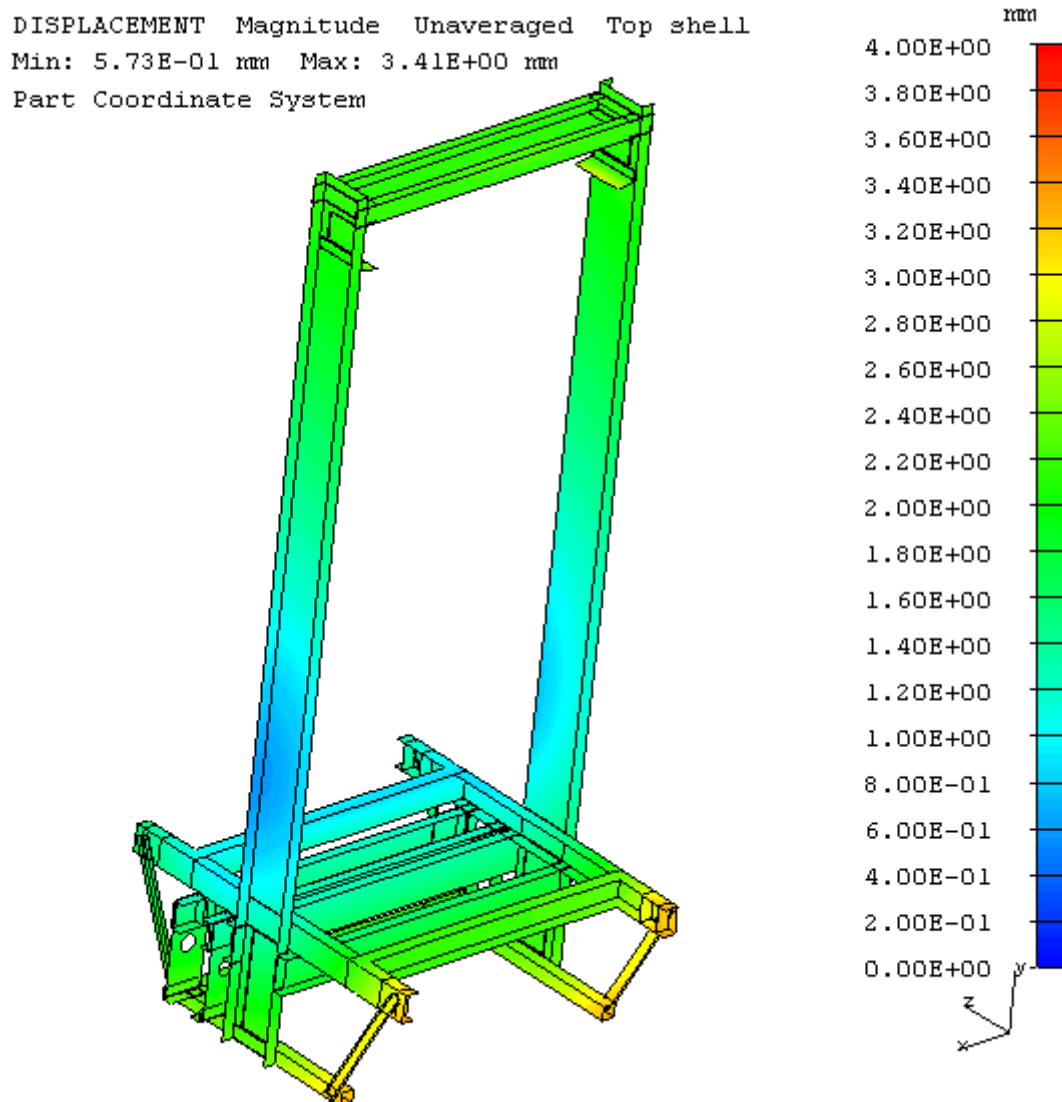
Obr. P14 Celý rám; zatěžovací stav: normální provoz - jízda 3; deformace na rámu;  
deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu;  
max. deformace 3,41 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

## Příloha 15



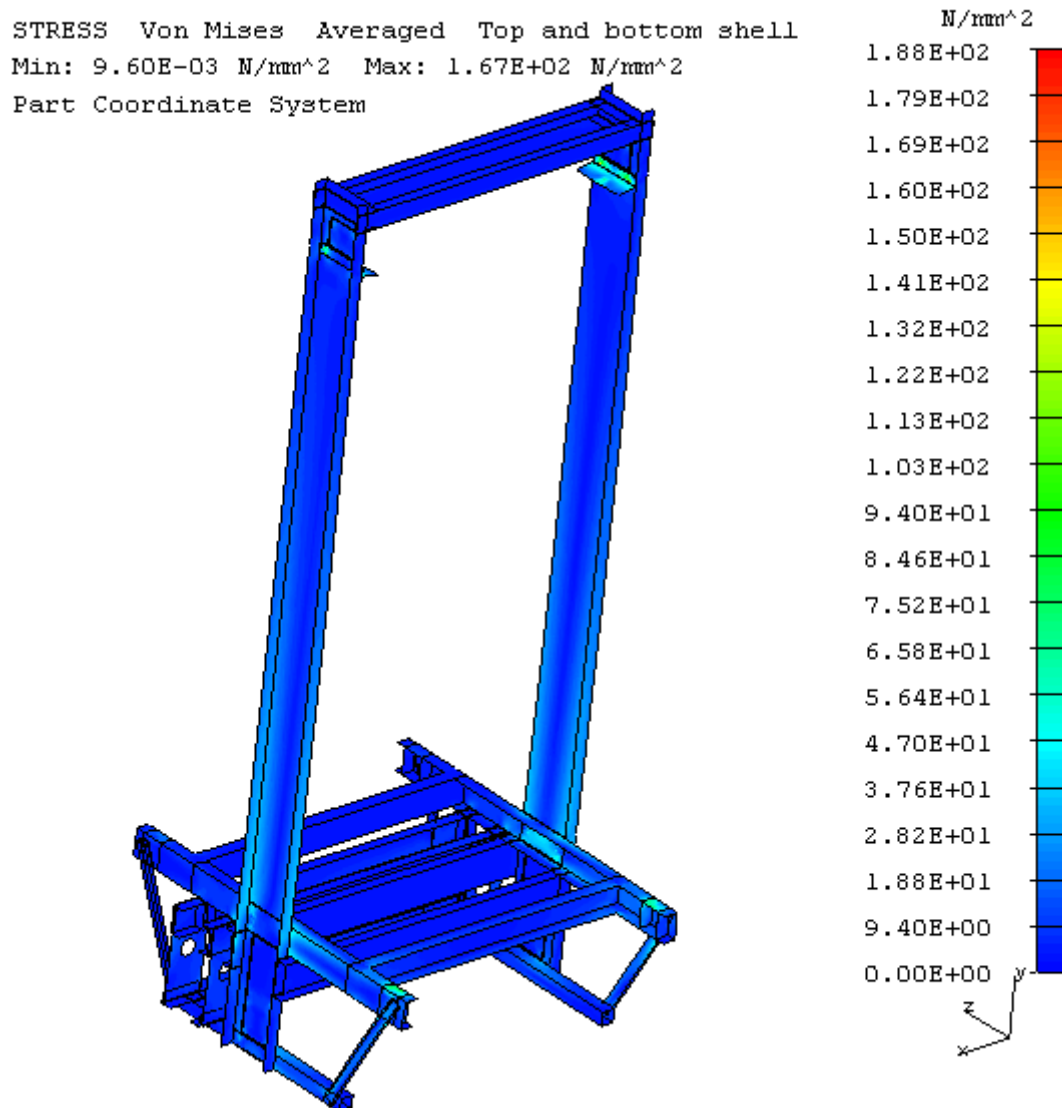
Obr. P15 Celý rám; zatěžovací stav: normální provoz - jízda 4; redukované napětí podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní i spodní strana skořepinového modelu; max. napětí 167 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

## Příloha 16



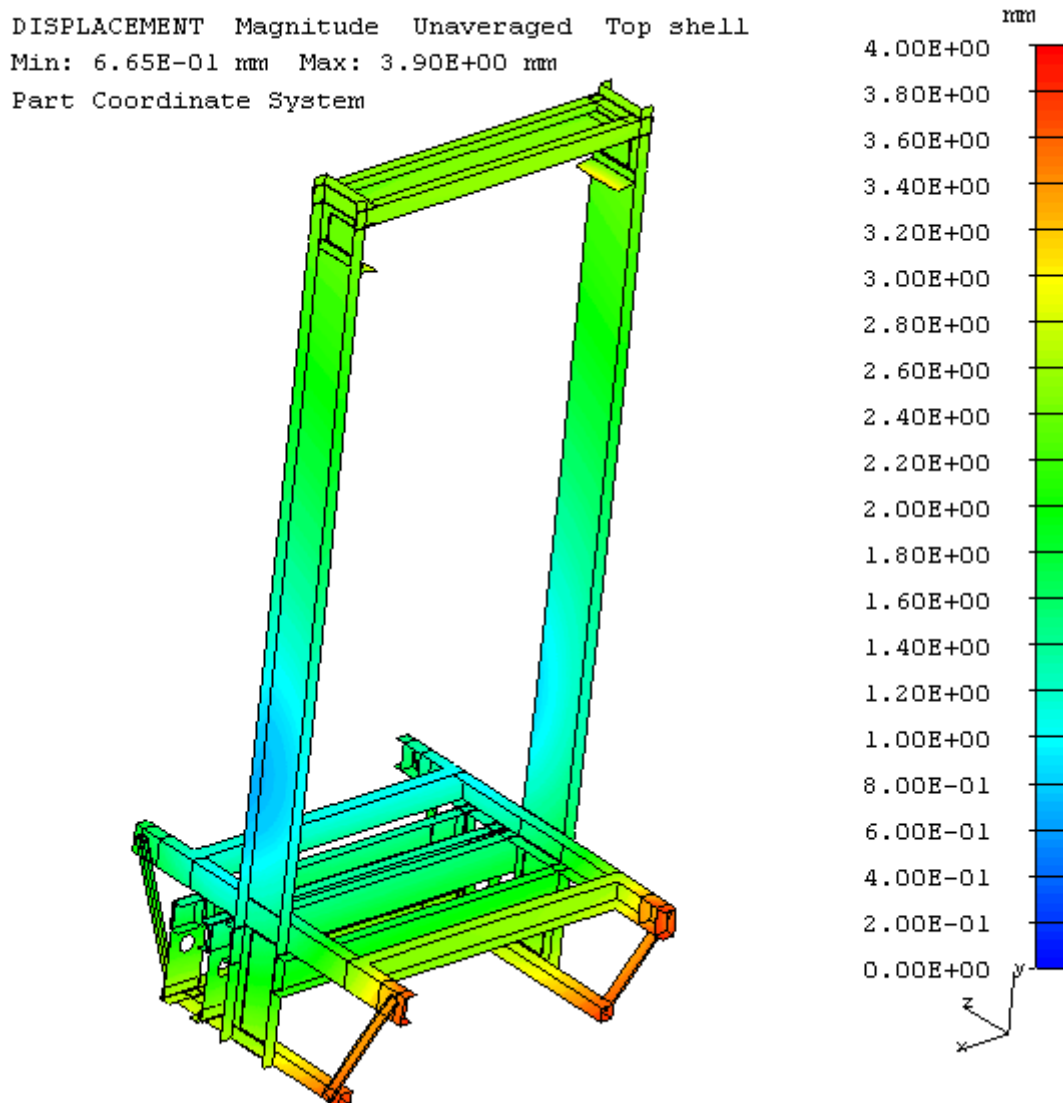
Obr. P16 Celý rám; zatěžovací stav: normální provoz - jízda 4; deformace na rámu;  
deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu;  
max. deformace 3,41 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

## Příloha 17



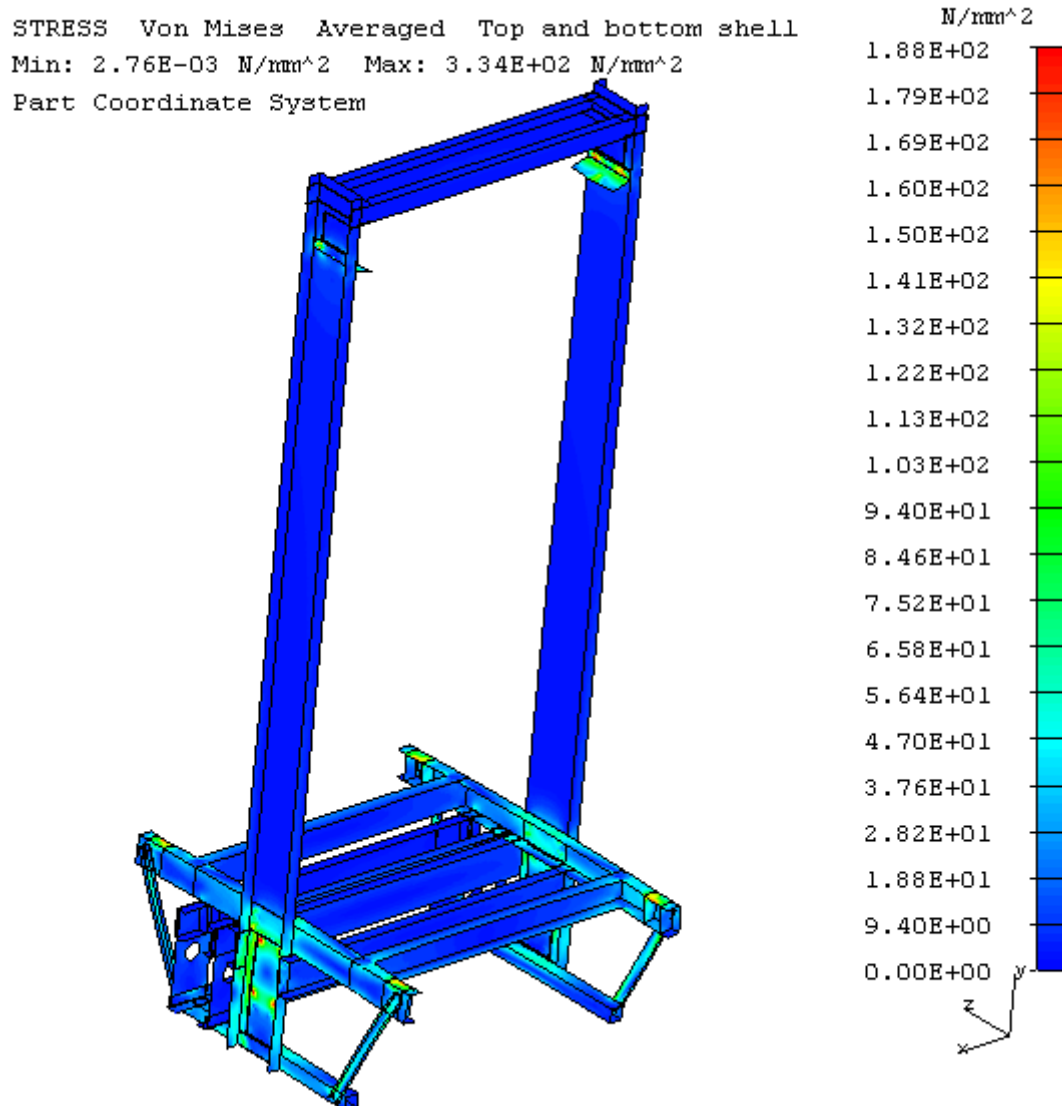
Obr. P17 Celý rám; zatěžovací stav: normální provoz - nakládání; redukované napětí podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní i spodní strana skořepinového modelu; max. napětí 167 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

## Příloha 18



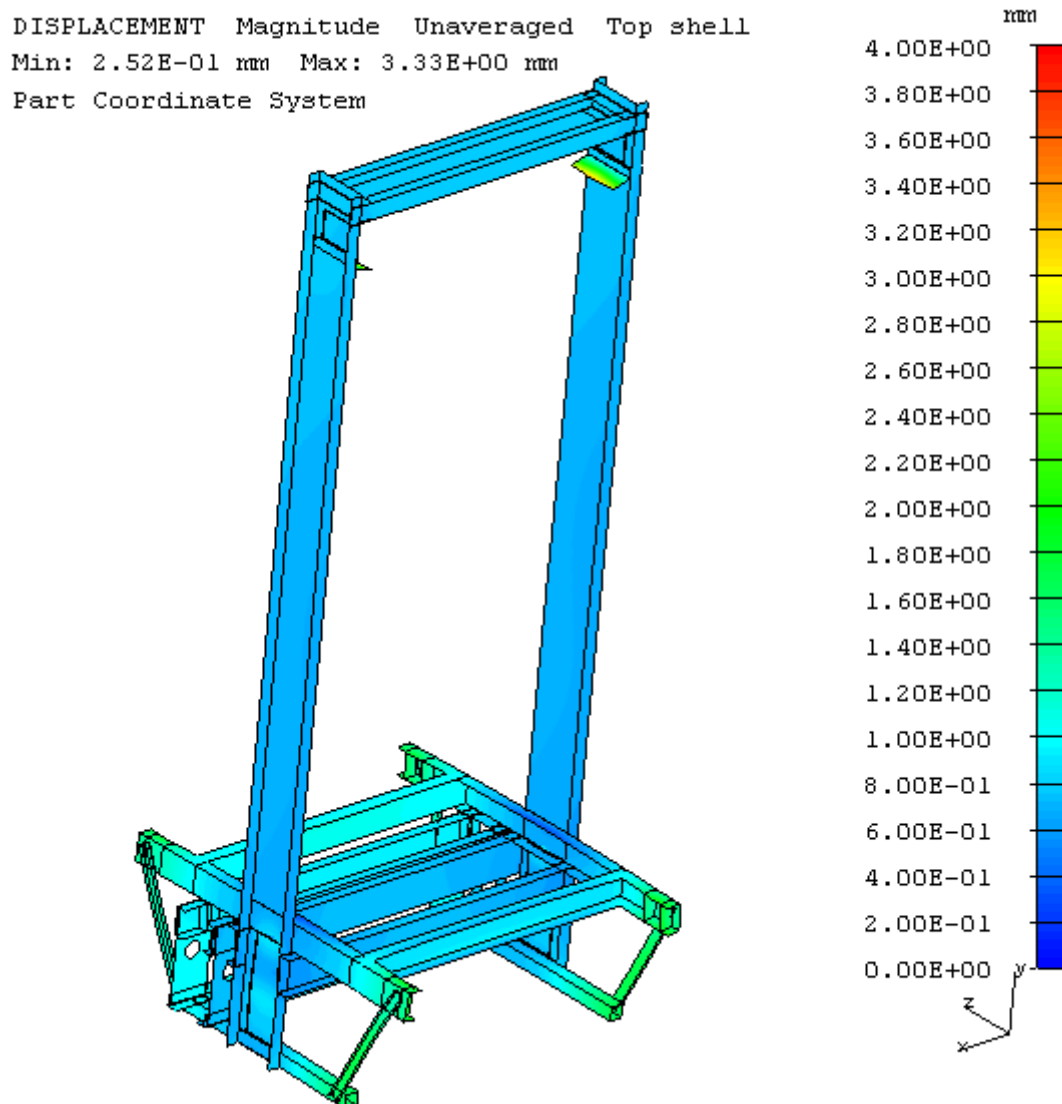
Obr. P18 Celý rám; zatěžovací stav: normální provoz - nakládání; deformace na rámu;  
 deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu;  
 max. deformace 3,90 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

## Příloha 19



Obr. P19 Celý rám; zatěžovací stav: působení zachycovačů 1; redukované napětí podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní i spodní strana skořepinového modelu; max. napětí 334 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

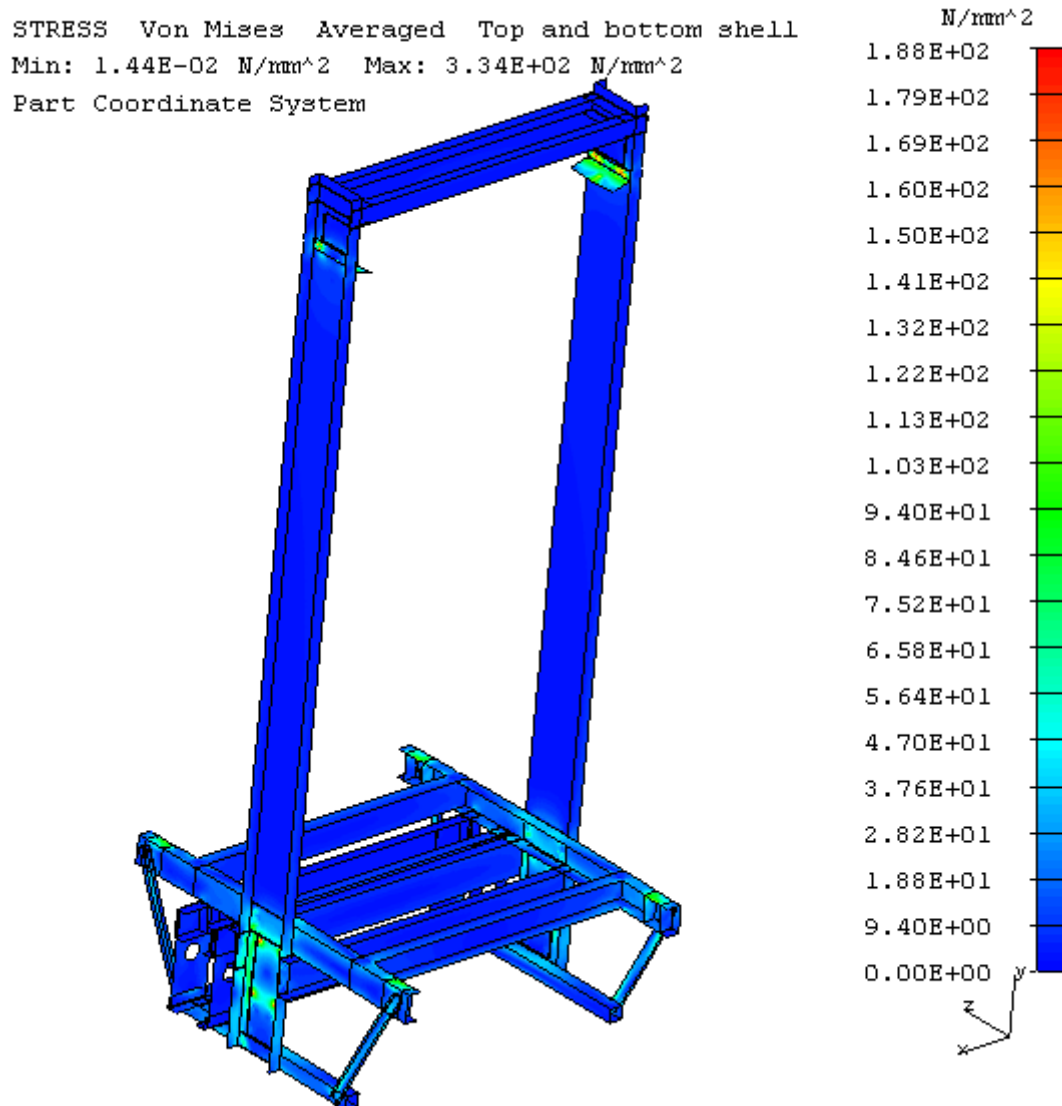
## Příloha 20



Obr. P20 Celý rám; zatěžovací stav: působení zachycovačů 1; deformace na rámu;  
deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu;  
max. deformace 3,33 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

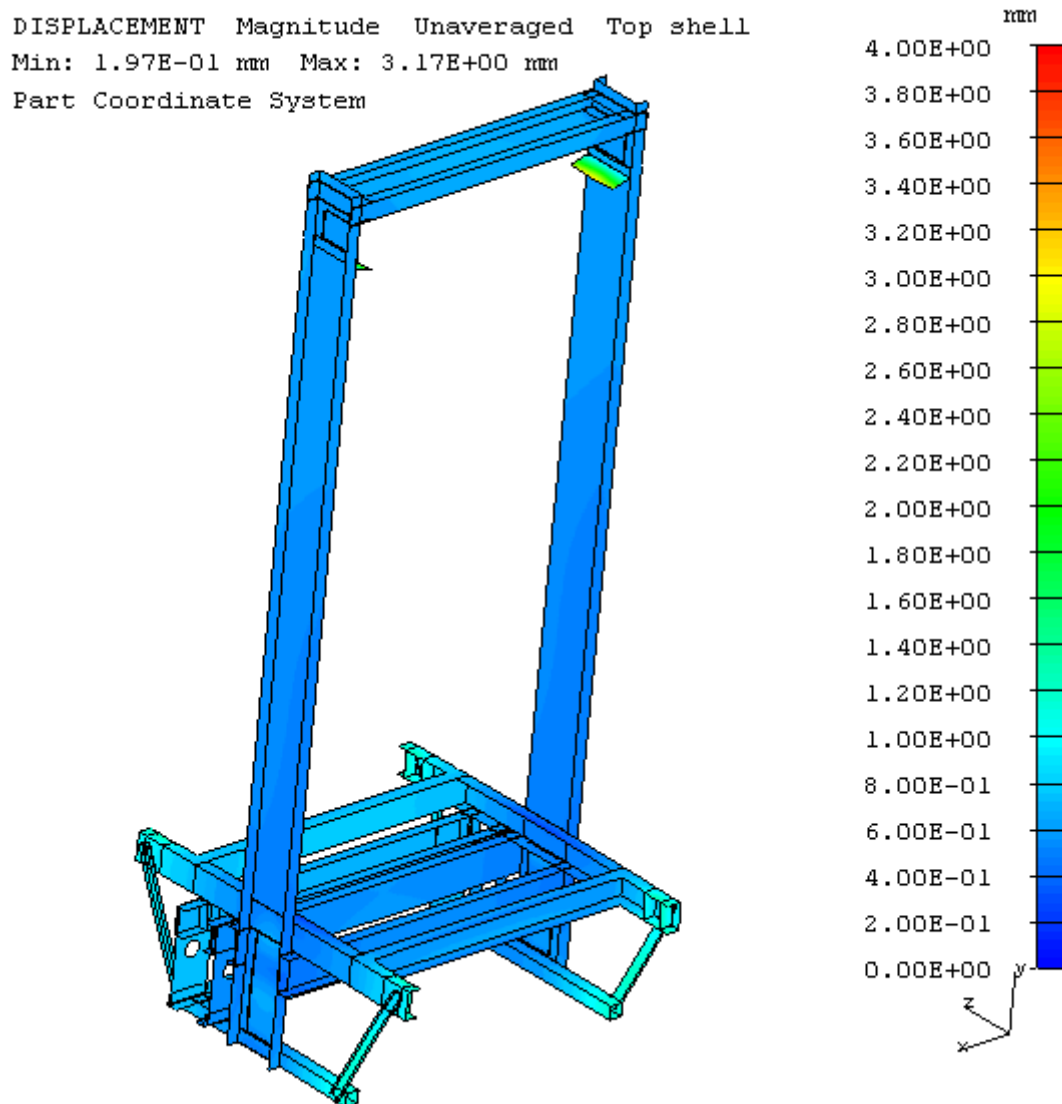


## Příloha 21



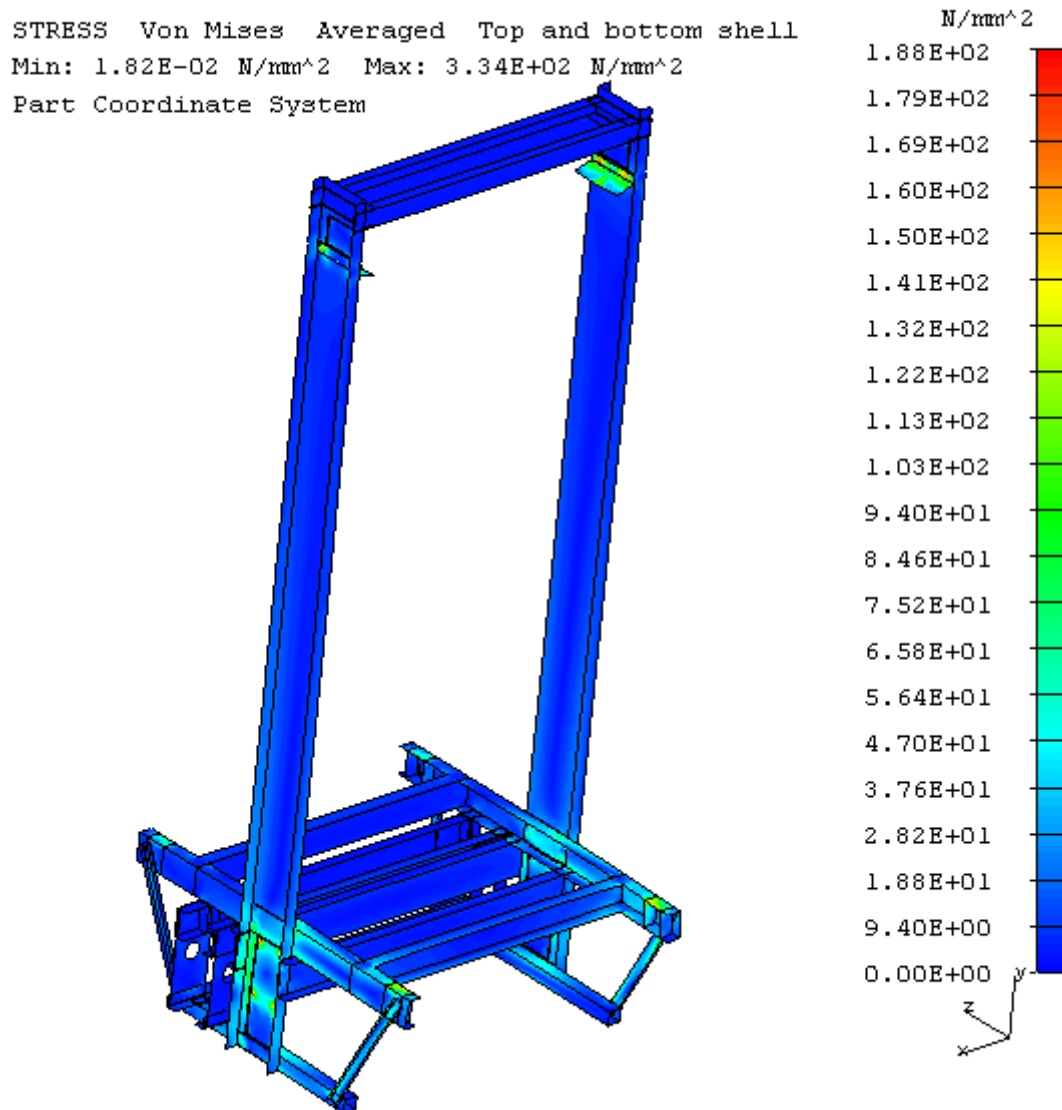
Obr. P21 Celý rám; zatěžovací stav: působení zachycovačů 2; redukované napětí podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní i spodní strana skořepinového modelu; max. napětí 334 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

## Příloha 22



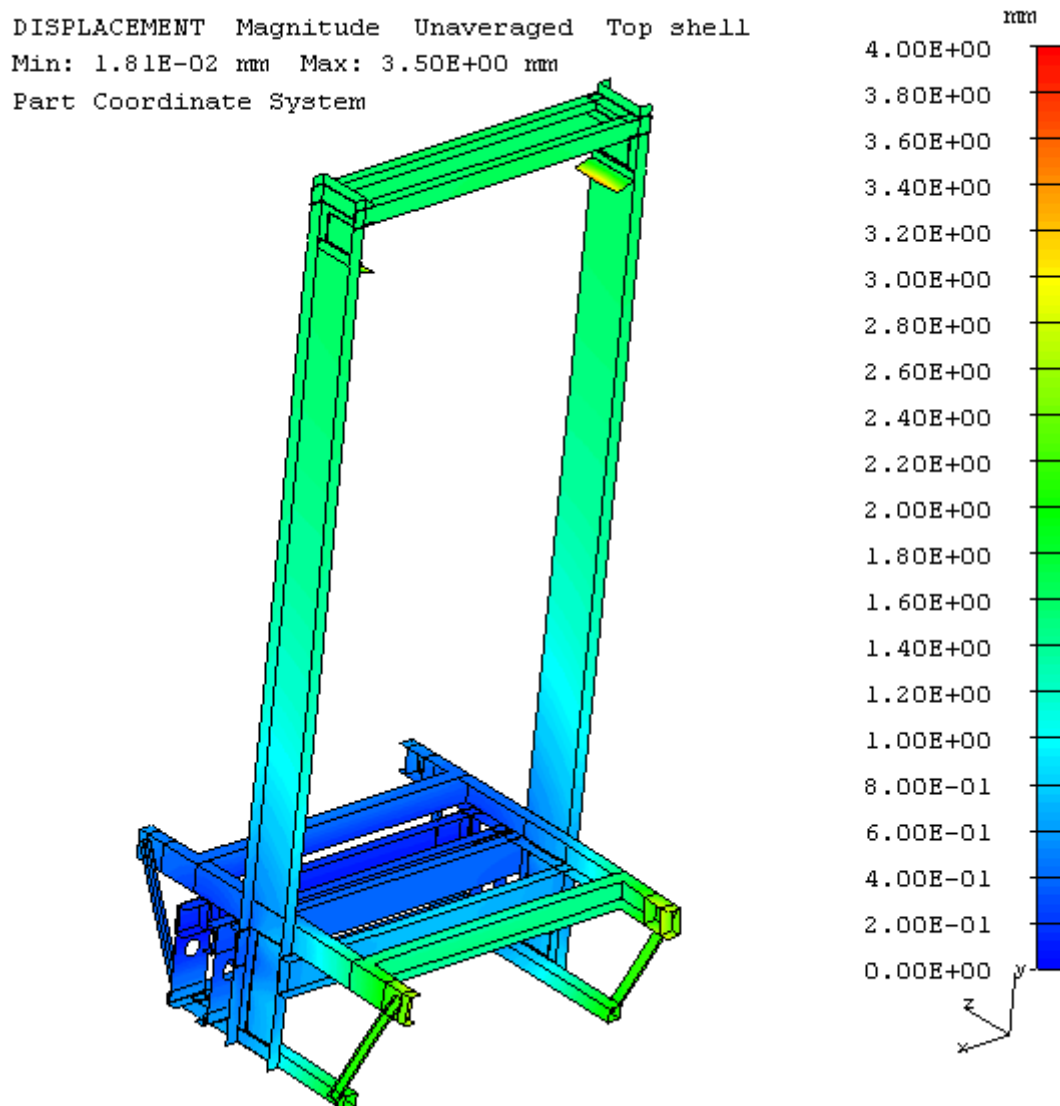
Obr. P22 Celý rám; zatěžovací stav: působení zachycovačů 2; deformace na rámu;  
deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu;  
max. deformace 3,17 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

## Příloha 23



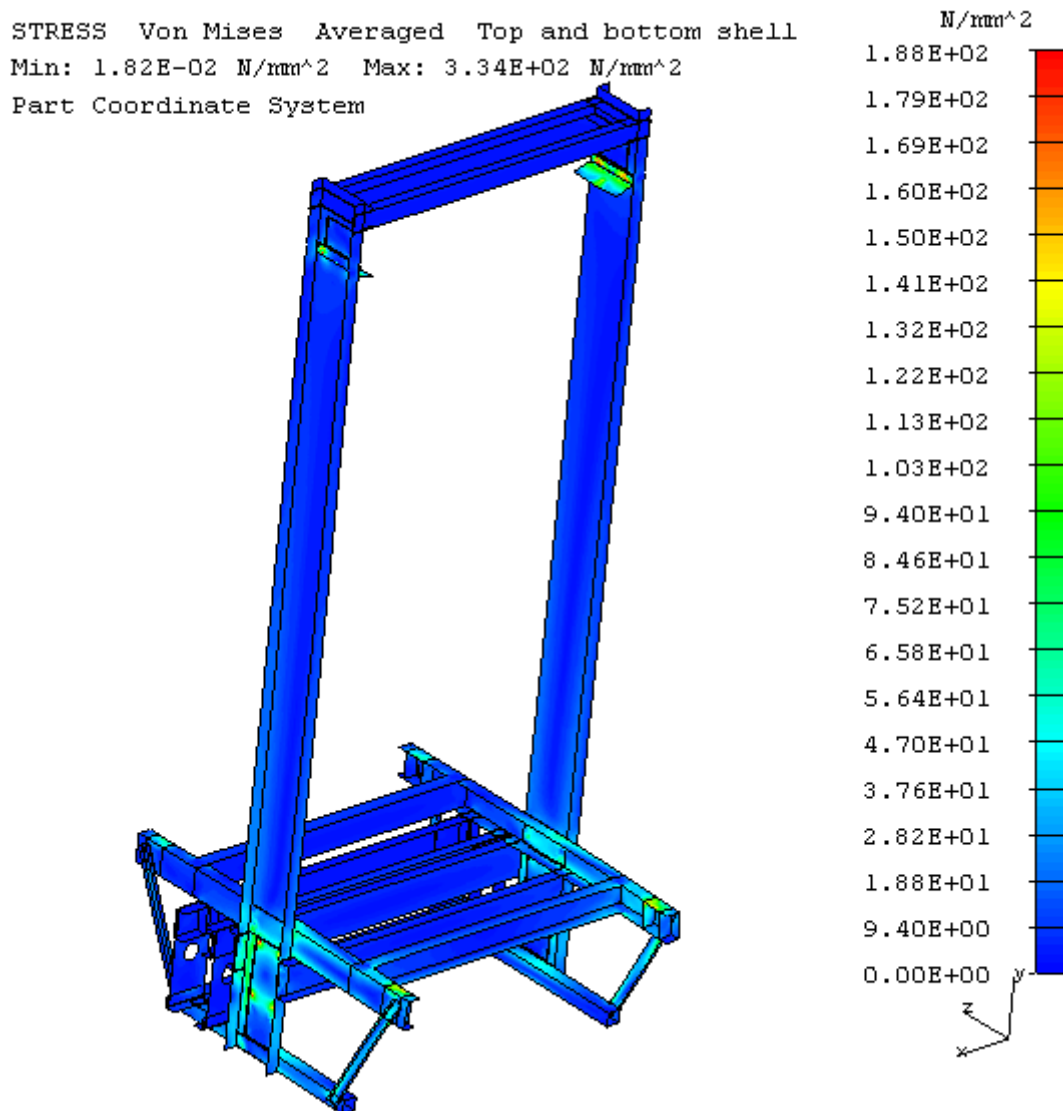
Obr. P23 Celý rám; zatěžovací stav: působení zachycovačů 3; redukované napětí podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní i spodní strana skořepinového modelu; max. napětí 334 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

## Příloha 24



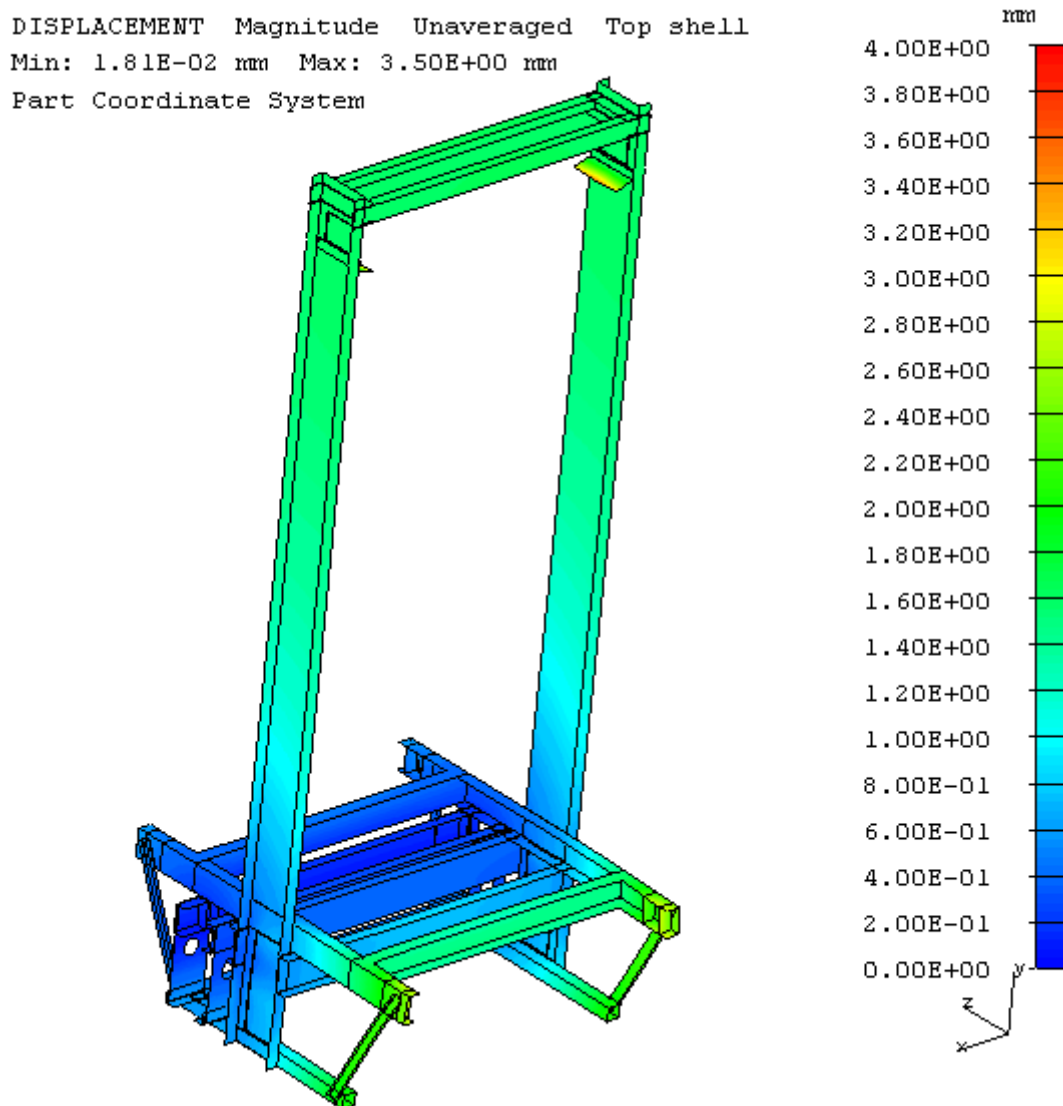
Obr. P24 Celý rám; zatěžovací stav: působení zachycovačů 3; deformace na rámu;  
deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu;  
max. deformace 3,50 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm

## Příloha 25



Obr. P25 Celý rám; zatěžovací stav: působení zachycovačů 4; redukované napětí podle teorie HMM; deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní i spodní strana skořepinového modelu; max. napětí 334 MPa; stupnice (0 ÷ 188) MPa

## Příloha 26



Obr. P26 Celý rám; zatěžovací stav: působení zachycovačů 4; deformace na rámu;  
deformovaný stav (zobrazení deformace 10:1); vrchní strana skořepinového modelu;  
max. deformace 3,50 mm; stupnice (0 ÷ 4) mm